
DIPLOMARBEIT

Herr Ing.
Stefan Pendl

Optimierung einer Schneideinheit für einen Leisehäcksler

Mittweida, 2014

DIPLOMARBEIT

Optimierung einer Schneideinheit für einen Leisehäcksler

Autor:
Herr Ing.

Stefan Pendl

Studiengang:
Maschinenbau

Seminargruppe:
KM09s2FA

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Reglich

Zweitprüfer:
DI Sven Zimmermann

Einreichung:
Mittweida, 31.03.2014

Verteidigung/Bewertung:
Mittweida, 2014

Bibliografische Beschreibung:

Pendl, Stefan:

Optimierung einer Schneideinheit für einen Leisehäcksler. - 2014. - 9, 77, 27 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau, Diplomarbeit, 2014

Referat:

Gegenstand dieser Diplomarbeit ist die Optimierung einer Schneideinheit für einen Leisehäcksler. Dafür wurden die zurzeit am Markt existierenden Leisehäcksler betrachtet und analysiert. Diese Analyse wurde in drei Hauptpunkte unterteilt – Motor, Untersetzung und Schneidwalze. Daraufhin wurden jeweils Ideenfindungen zu den einzelnen Punkten durchgeführt und die Ergebnisse daraus bewertet.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Abbildungsverzeichnis.....	IV
Tabellenverzeichnis.....	VII
Abkürzungsverzeichnis	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung.....	1
2 Vorstellung Fa. VIKING	2
3 Beschreibung Häcksler.....	4
3.1 Was kann alles gehäckselt werden?.....	5
3.2 Häcksler-Typen	5
4 Problemstellung.....	7
5 Ziele	8
6 Analyse	9
6.1 Analyse Ist-Stand	9
6.1.1 Motor.....	12
6.1.1.1 Funktion eines Asynchronmotors	12
6.1.2 Untersetzung.....	23
6.1.3 Schneidwalze	25
6.1.3.1 Maximale Belastung der Schneidwalze	25
6.2 Analyse Mitbewerber	27
6.2.1 Test Stiftung Warentest.....	27
6.2.2 Ergebnis Test-Aankoop.....	29
6.2.3 Testergebnisse – Zusammenfassender Überblick	30
6.3 Vergleichstest Leisehäcksler	31

6.3.1	Bosch AXT 25 TC	33
6.3.2	Mac Allister 2500 ELH.....	34
6.3.3	Plantiflor SWH 2800.....	35
6.3.4	Gardenline GLLH	36
6.3.5	VIKING GE 35 L.....	37
6.3.6	Ergebnis Vergleichstest	38
6.4	Patentrecherche bezüglich Schneidwalze der Fa. Bosch	40
7	Konzeption	41
7.1	Methoden der Ideenfindung	41
7.1.1	Brainstorming.....	42
7.1.2	Methode 635	42
7.1.3	Brainwriting	42
7.1.4	Osborn-Checkliste	43
7.1.5	Morphologischer Kasten	44
7.2	Ideenfindung	45
7.2.1	Motor	45
7.2.1.1	Schleifringläufermotor	46
7.2.1.2	Synchronmotor.....	48
7.2.1.3	Spaltpolmotor.....	50
7.2.1.4	Schrittmotor	51
7.2.1.5	Gleichstrommotor.....	52
7.2.1.6	Universalmotor.....	55
7.2.2	Untersetzung	57
7.2.2.1	Riementriebe	57
7.2.2.2	Kettentriebe	58
7.2.2.3	Planetengetriebe.....	59
7.2.3	Walze.....	60
7.2.3.1	Schrägverzahnte Walze	60

7.2.3.2	Oberfläche Walze glatt – Material bleibt nicht in Zwischenräumen	61
7.2.3.3	Walze ähnlich Hobelmesser	63
7.2.3.4	Walze mit optimierter Schneidekante (Astmaterial wird nicht Quetschen).....	64
7.2.3.5	Hohle Walze.....	65
7.2.3.6	Kegelförmige Walze	67
7.2.3.7	Walze Fa. Bosch	71
8	Fazit	72
Literatur	75
Anlagen	77
Anlage 1	i
Anlage 2	xviii
Selbstständigkeitserklärung		

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: VIKING Gartenhäcksler AE 109 (Junior I).....	2
Abbildung 2: VIKING Gartenhäcksler Sortiment.....	3
Abbildung 3: Volumenreduzierung durch Gartenhäcksler.....	4
Abbildung 4: Messer- und Walzenschneidwerk.....	6
Abbildung 5: VIKING Leisehäcksler GE 35 L	7
Abbildung 6: Symbol Blauer Engel.....	7
Abbildung 7: Schnitt durch Gartenhäcksler GE 35 L	9
Abbildung 8: Häckselkammer VIKING GE 35 L	10
Abbildung 9: Nicht vollständig geschnittenes Astmaterial („Raupe“).....	11
Abbildung 10: Funktion Walzenhäcksler	11
Abbildung 11: Gleichlaufräsen	12
Abbildung 12: Typenschild Elektromotor GE 35 L (P1=2.500W S6-40%).....	12
Abbildung 13: Drehstrom-Kurzschlussläufermotor	14
Abbildung 14: Induktionswirkung des Drehfeldes auf den stillstehenden Läufer.....	15
Abbildung 15: Gleichbleibender Magnetfluss durch den mit Drehfelddrehzahl umlaufenden Läufer	15
Abbildung 16: Drehmomentkennlinie eines Asynchronmotors.....	16
Abbildung 17: Stromverdrängung (Doppelkäfigläufer).....	17
Abbildung 18: Stromaufnahme.....	17
Abbildung 19: Drehmomentkennlinien.....	18

Abbildungsverzeichnis	V
Abbildung 20: Wicklungen bei Einphasen-Induktionsmotoren	18
Abbildung 21: Elliptisches Drehfeld (Kondensatormotor)	19
Abbildung 22: Momentenkennlinien von Kondensator-Motor	20
Abbildung 23: Aufbau am Motorprüfstand	22
Abbildung 24: Kennlinie Elektromotor Gartenhäcksler GE 35 L	22
Abbildung 25: Planetengetriebe Gartenhäcksler GE 35 L	23
Abbildung 26: Schneidwalze VIKING Gartenhäcksler GE 35 L	25
Abbildung 27: Kräfte Gleichlaufräsen	26
Abbildung 28: Bosch AXT 25 TC	30
Abbildung 29: Schneidwalze Bosch AXT 25 TC	30
Abbildung 30: Foto der getesteten Gartenhäcksler	31
Abbildung 31: Bosch AXT 25 TC	33
Abbildung 32: Mac Allister 2500 ELH	34
Abbildung 33: Plantiflor SWH 2800	35
Abbildung 34: Gardenline GLLH	36
Abbildung 35: VIKING GE 35 L	37
Abbildung 36: Arbeitsblatt Methode 635	42
Abbildung 37: Schleifringläufermotor	46
Abbildung 38: Drehzahlsteuerung bei Schleifringläufermotoren durch Zuschaltung von Widerständen	47
Abbildung 39: Drehmoment und Anlaufstrom eines Schleifringläufermotors mit dreistufigem Anlasswiderstand	47
Abbildung 40: Kraftwirkung auf den sich drehenden Läufer	48

Abbildung 41: Drehmoment in Abhängigkeit vom Lastwinkel	49
Abbildung 42: Spaltnotor in asymmetrischer Ausführung (2-polig)	50
Abbildung 43: Zweiphasen-Schrittmotor (unipolarer Aufbau)	52
Abbildung 44: Zweiphasen-Schrittmotor (bipolarer Aufbau)	52
Abbildung 45: Universalmotor	55
Abbildung 46: Verschiedene Typen von Fräsern	60
Abbildung 47: Walzenfräser DIN 884	61
Abbildung 48: Verstopfung der Walze	62
Abbildung 49: Walze ähnlich Hobelmesser	63
Abbildung 50: Walze mit optimierter Schneide – Variante 1	64
Abbildung 51: Walze mit optimierter Schneide – Variante 2	64
Abbildung 52: Messer Schneidwalze Variante 2	65
Abbildung 53: Walze – Innenraum hohl.....	66
Abbildung 54: Kegelförmige Walze – Variante 1	67
Abbildung 55: Schematische Darstellung Ausrichtung kegelförmige Walze – Variante 1	67
Abbildung 56: Schematische Darstellung Ausrichtung kegelförmige Walze – Variante 2	68
Abbildung 57: Kegelförmige Walze – Variante 2	69
Abbildung 58: Kegelförmige Walze (Variante 2) in Prototyp eingebaut.....	70
Abbildung 59: Walze Fa. Bosch	71
Abbildung 60: Kegelförmige, hohle Schneidwalze.....	72
Abbildung 61: Asynchronmotor	73
Abbildung 62: Planetengetriebe	73

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Bewertung Schneidwalze GE 35 L.....	25
Tabelle 2: Testergebnis Stiftung Warentest	28
Tabelle 3: Testergebnis Test-Aankoop	29
Tabelle 4: Ergebnis Vergleichstest	38
Tabelle 5: Schaltung von Gleichstrommotoren	53
Tabelle 6: Bewertung schrägverzahnte Schneidwalze.....	61
Tabelle 7: Bewertung Schneidwalze mit glatter Oberfläche	62
Tabelle 8: Bewertung Schneidwalze ähnlich Hobelmesser.....	63
Tabelle 9: Bewertung Schneidwalze mit optimierter Schneide.....	65
Tabelle 10: Bewertung Schneidwalze – Innenraum hohl	66
Tabelle 11: Bewertung kegelförmige Schneidwalze – Variante 1.....	68
Tabelle 12: Bewertung kegelförmige Schneidwalze – Variante 2.....	70
Tabelle 13: Bewertung Schneidwalze Fa. Bosch.....	71

Abkürzungsverzeichnis

C_A	Anlaufkondensator
C_B	Betriebskondensator
cos φ	Leistungsfaktor (Kosinus Phasenverschiebungswinkel)
d_{d-Motor}	Wirkdurchmesser Riemenscheibe Motor
d_{d-Walze}	Wirkdurchmesser Riemenscheibe Walze
ED₁	Einschaltdauer bei Betriebsart S6-40%
ED₂	Einschaltdauer bei Betriebsart S1
F_c	Schnittkraft
F_{cN}	Schnittnormalkraft
f	Frequenz
I_n	Nennstrom
i_{ges}	Übersetzung Planetengetriebe
i₁	Übersetzung 1. Stufe Planetengetriebe
i₂	Übersetzung 2. Stufe Planetengetriebe
M_{nenn}	Nennmoment
M_A	Anzugsmoment
M_K	Kippmoment
M_N	Nennmoment
M_S	Sattelmoment
M_{Motor}	Drehmoment an der Motorwelle
M_{Walze}	Drehmoment an der Schneidwalze
ΔM	Änderung des Moments
n_s	Drehfelddrehzahl
n	Drehzahl bzw. Läuferdrehzahl
n_{Motor}	Drehzahl Elektromotor

n_{nenn}	Nenndrehzahl Elektromotor
n_{Walze}	Drehzahl Schneidwalze
n_1	Drehzahl 1. Stufe Planetengetriebe
n_2	Drehzahl 2. Stufe Planetengetriebe
η	Wirkungsgrad
P_1	Leistung bei Betriebsart S6-40%
P_2	Leistung bei Betriebsart S1
P_{nenn}	Nennleistung
P_{auf}	Aufnahmeleistung
P_{ab}	Abgabeleistung
p	Poolpaarzahl
s	auf die Drehfelddrehzahl bezogener Schlupf in %
U_n	Nennspannung
v_c	Schnittgeschwindigkeit
v_f	Vorschubgeschwindigkeit
v_e	Wirkgeschwindigkeit
z	Anzahl Zähne
z_{Hohlrad1}	Anzahl Zähne Hohlrad Stufe 1
z_{Hohlrad2}	Anzahl Zähne Hohlrad Stufe 2
z_{Sonne1}	Anzahl Zähne Sonnenrad Stufe 1
z_{Sonne2}	Anzahl Zähne Sonnenrad Stufe 2
ω	Winkelgeschwindigkeit
φ	Eingriffswinkel

1 Einleitung

Der Hintergrund der folgenden Diplomarbeit mit dem Titel „Optimierung einer Schneideinheit für einen Leisehäcksler“ beruht auf der Geschichte der Firma VIKING. Der Gartengerätehersteller, mit aktuellem Sitz in Langkampfen (Tirol), begann bereits im Jahr 1981 mit der Produktion von Gartenhäckslern.

Um die Qualität und Sicherheit der produzierten Geräte konstant auf dem neuesten Stand der Technik zu halten und am Markt konkurrenzfähig zu sein, wird seit Anbeginn an der Optimierung der diversen Häckslertypen gearbeitet.

Auch diese Diplomarbeit zollt dem Qualitäts- und Optimierungsgedanken der Firma VIKING Rechnung, indem sie sich dem Thema Schneideinheiten für Leisehäcksler widmet.

1.1 Aufgabenstellung

Da der Ist-Stand auf dem Sektor der Leisehäcksler seit ca. 15 Jahren unverändert ist, soll mit Hilfe dieser Diplomarbeit ein Lösungsansatz für die Überarbeitung und Verbesserung der derzeit in VIKING Geräten eingesetzten Schneideinheit in Leisehäckslern gefunden werden.

2 Vorstellung Fa. VIKING

Die Firma VIKING GmbH wurde im Jahr 1981 in Kufstein (Österreich) gegründet. Hier begann unter der Geschäftsführung von Mag. Heinrich Lechner die Produktion von Gartenhäckslern. Drei Jahre nach der Firmengründung startete VIKING eine eigene Rasenmäher Produktion. 1992 nach dem Eintritt in die STIHL-Gruppe erneuerte VIKING das komplette Gartengerätesortiment. Nachdem das alte Gebäude in Kufstein aus allen Nähten geplatzt war, wurde im September 2001 in Langkampfen ein neues VIKING Werk für Gartengeräte in Betrieb genommen. 2007 wurde die Firmenzentrale ausgebaut um sich noch besser im Markt etablieren zu können. Dr. Peter Pretzsch übernahm im April 2011 die Geschäftsführung und löste damit Dr. Nikolas Stihl ab. Dr. Stihl wechselte zum Mutterkonzern STIHL nach Waiblingen (Deutschland). Im Oktober 2012 wurde ein neuer Erweiterungsbau in Betrieb genommen. Dadurch stehen VIKING über 63.000 Quadratmeter Nutzfläche zur Verfügung. Die zusätzliche Fläche wird für neue Montagelinien, ein vergrößertes Lager und Werkstätten für Muster- und Betriebsmittelbau verwendet.

Was 1981 mit dem ersten Gartenhäcksler, den Typ AE 109, begann, hat sich Schritt für Schritt zu einem kompletten Sortiment an Gartengeräten entwickelt.¹

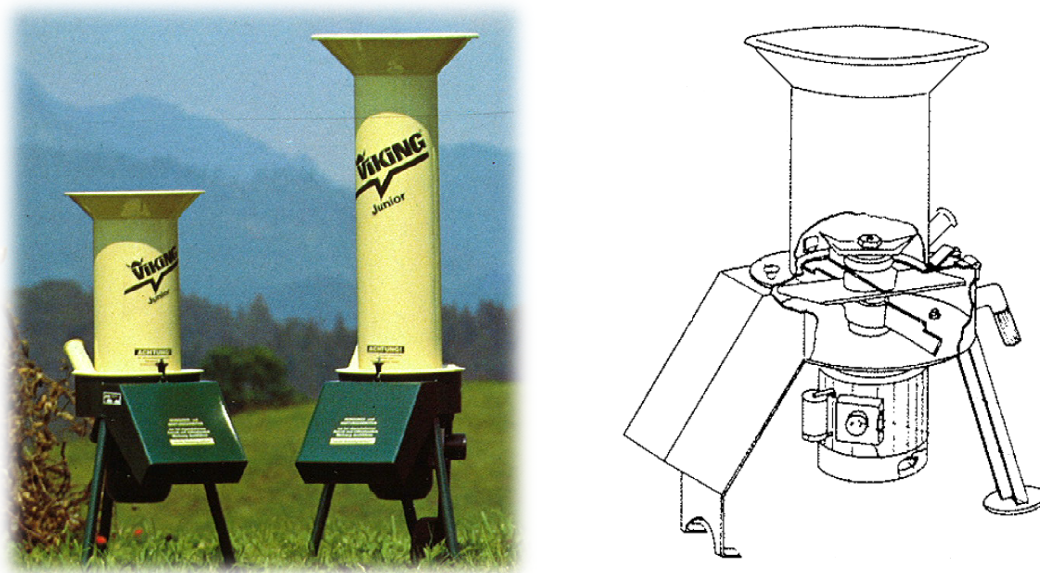


Abbildung 1: VIKING Gartenhäcksler AE 109 (Junior I)

¹ Vgl. www.viking.at: Unsere Geschichte.

Derzeit produziert und vertreibt das Unternehmen Rasenmäher, Roboter mäher, Rasentraktoren, Vertikutierer, Gartenhäcksler und Motorhacken.

VIKING zählt zu den führenden Gartengeräteherstellern in Europa und baut seine Marktanteile kontinuierlich aus. Im Bereich der Gartenhäcksler gehört das Unternehmen im Fachhandel zum führenden Unternehmen der Branche.

Die Fa. VIKING vertreibt zurzeit 15 verschiedenen Gartenhäcksler, wobei drei davon mit Benzinmotoren angetrieben werden und die restlichen mit einem Elektromotor.



Abbildung 2: VIKING Gartenhäcksler Sortiment

3 Beschreibung Häcksler

Gartenhäcksler sind in mehrfacher Hinsicht eine wertvolle Hilfe: Sie räumen auf mit Rasen-, Baum- oder Heckenschnitt, mit Laub und welken Blumen. Der Häcksler schafft Platz und befreit den Garten von sperrigen Ästen, buschigen Zweigen und anderen Pflanzenresten, die Jahr für Jahr anfallen. Sie verwandeln großvolumigen Baum- und Strauchenschnitt sowie andere Pflanzenreste in feines Häckselgut. Dabei reduzieren die Häcksler das Volumen des Schnittgutes enorm. Das anfallende Häckselgut kann zur Bodenabdeckung oder als Kompost, sowie zur Düngung und Humusbildung genutzt werden. Die zerkleinerten Pflanzenreste können dabei auch mit unterschiedlichen Materialien problemlos vermischt werden.

Durch diese Funktion hilft der Gartenhäcksler auch dabei die Umwelt zu schonen. Der Garten wird daher im eigenen Garten recycelt und bildet somit seinen eigenen geschlossenen Kreislauf.

Die Menge der Gartenreste hängt stark von der Größe und der Bepflanzung des Gartens ab. Durchschnittlich fallen in einem 1000 m² großen Garten jährlich rund 125 m³ Schnittgut und Pflanzenreste an. Mit einem Gartenhäcksler lässt sich das Volumen dieser Abfälle stark verringern, die vorher sperrigen Pflanzenreste sind handlicher und können so besser entsorgt oder wiederverwendet werden.

Im Durchschnitt kann ein Häcksler das Volumen der anfallenden Pflanzenreste um bis zu 75 Prozent reduzieren.²



Abbildung 3: Volumenreduzierung durch Gartenhäcksler

² Vgl. VIKING GmbH. (2012).

3.1 Was kann alles gehäckselt werden?

Grundsätzlich kann mit Gartenhäcksler fast alles verarbeiten, was in einem Garten als Schnittgut und Gartenabfall anfällt. Man unterscheidet im Wesentlichen zwischen hartem und weichem Material.

Zu hartem Material zählt man:

- Äste
- Zweige
- Heckenschnitt.

Folgendes wird dem weichen Material zugeordnet:

- Blumenschnitt
- Gemüse- und Obstreste
- Laub

3.2 Häcksler-Typen

Bei den derzeit auf den Markt erhältlichen Gartenhäckslern unterscheidet man hauptsächlich zwischen Häckslern mit Messer- und Walzenschneidwerken.

Beim Messerschneidwerk dreht sich die Schneideinheit schnell (Drehzahl Schneideinheit ist gleich Motordrehzahl - ca. 3000 U/min). Dadurch sind diese Typen von Häckslern meist sehr laut. Das Häckselmaterial wird durch die hohe Drehzahl in der Häckselkammer (Bereich im Gerät, wo das Material zerkleinert wird) sehr stark herumgeschleudert und führt zu einer erhöhten Lärmentwicklung

Bei den Walzenhäckslern ist die Drehzahl der Schneidwalze geringer, was sich wiederum auf die Lautstärke auswirkt. Die durchaus geringere Lärmentwicklung bei Walzenhäckslern ist hier die positive Folge. Daher werden Walzenhäcksler teilweise auch als Leisehäcksler bezeichnet. Gartenhäcksler, die einen garantierten Schallleistungspegel von kleiner gleich 92 dB erreichen, kann das Umweltzeichen Blauer Engel verliehen werden. In einigen Ländern der europäischen Union wird der Kauf eines Häckslers mit dem Umweltzeichen Blauer Engel sogar subventioniert.

Bei einem Großteil der Walzenhäcksler wird das Häckselmaterial aber nicht geschnitten, sondern gequetscht.

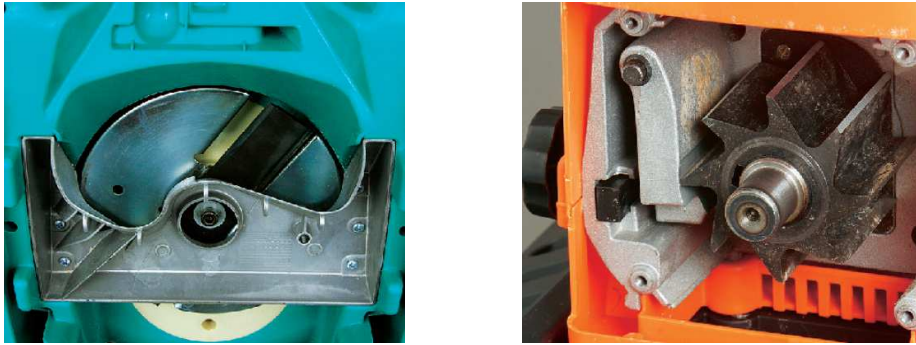


Abbildung 4: Messer- und Walzenschneidwerk

Aktuell wird das Marktvolumen von Gartenhäckslern in Europa auf rund 300.000 Stück geschätzt. Dabei wird der Anteil von Leisehäckslern im Fachhandel auf ca. 15 % und in der Großfläche, wie z.B. in Baumärkten, auf ca. 50-60 % angenommen. Dies führt zu einem Gesamtvolumen von Leisehäckslern am europäischen Markt von ca. 115.000 bis 135.000 Stück.

4 Problemstellung

Im Sortiment der Fa. VIKING befindet sich derzeit ein Leisehäcksler Typ GE 35 L. Dieser wird hauptsächlich zur Verarbeitung von harten Materialien (Äste, Zweige und Hecken-schnitt) verwendet. Zur Verarbeitung von weichen Materialien (Blumenschnitt, Gemüse- und Obstreste sowie Laub) ist dieser Gartenhäcksler nur bedingt geeignet.



Technische Daten

Leistung W	2.500
Nennspannung	230 V~
Nennzahl Arbeitswerkzeug U/min	40
Max. Aststärke Ø mm	35
Gerätehöhe cm	96
Gerätengewicht kg	28
Schallleistungspegel garantiert LwA dB (A)	92
Schalldruckpegel gemessen LpA dB (A)	77

Abbildung 5: VIKING Leisehäcksler GE 35 L³

Da in den meisten Gärten Häckselgut in gemischter Form anfällt, sollte es möglich sein alle anfallenden Materialien mit einem Gerät zu verarbeiten bzw. zu zerkleinern.

Mit der derzeitigen Geometrie der Schneideinheit kann eine Aststärke von bis zu 35 mm verarbeitet werden. Bei einer höheren Dicke wird der Ast nicht mehr selbstständig eingezogen und die Freiräume zwischen den Scheidzähnen verstopfen.

Der garantierte Schallleistungspegel des Leisehäcksler GE 35 L erfüllt die Anforderungen für das Umweltzeichen Blauer Engel (≤ 92 dB (A)).



Abbildung 6: Symbol Blauer Engel

³ www.viking.at: Leisehäcksler.

5 Ziele

Die eben angeführte Problemstellung soll mit Hilfe diverser Optimierungsmaßnahmen zu folgenden Zielen führen.

Durch den Vergleich der diversen Schneideinheiten, die nicht nur für die Zerkleinerung von hartem und weichem Häckselgut, sondern auch für den Auswurf des bearbeiteten Häckselmaterials verantwortlich sind, soll die optimale Schneideinheit gefunden werden, die zur Verminderung der Verstopfungsneigung des Leisehäckslers GE 35 L beiträgt.

Grund für die hohe Verstopfungsneigung ist auch die Tatsache, dass weiche Gartenabfälle derzeit nicht optimal verarbeitet werden können. Auch in diesem Punkt kann der Einsatz einer anderen Schneidwalze zur Optimierung beitragen. Da in einem Garten hartes und weiches Häckselgut anfällt, ist eine Verbesserung dieses Problems besonders wünschenswert, um den Kunden sämtliche Verarbeitungsmöglichkeiten zu bieten.

Äste mit einem Durchmesser von über 35 mm zwingen den aktuell verwendeten Motor des Gartenhäckslers GE 35 L in die Knie. Die Folge: Höhere Aststärken können mit diesem Gerät nicht zerkleinert werden. Auch die verwendete Schneidwalze, in Kombination mit diesem Asynchronmotor, lässt einen größeren Durchmesser als 35mm nicht zu. Bei diesem Problem ist die Optimierung des Motors und der Schneidwalze zielführend.

Die Lärmentwicklung bei diesem Häckslertyp hängt hauptsächlich vom eingesetzten Planetengetriebe ab. Verschiedene alternative Untersetzungsarten sollen betrachtet werden. Dabei darf der derzeitige Schallleistungspegel, der den Grenzwert für das Umweltzeichen „Blauer Engel“ nicht überschreitet, nicht erhöht werden.

Überblick über die zu erreichenden Ziele:

- Verminderung der Verstopfungsneigung
- Verarbeitung von Weichmaterial verbessern
- Vergrößerung der zu verarbeiteten Aststärke (Durchmesser)
- Einhaltung des Schallleistungspegels für die Erfüllung des Umweltzeichens „Blauer Engel“

6 Analyse

Für die Analyse wird zuerst der bestehende VIKING Walzenhäcksler GE 35 L betrachtet. Hierbei wird genauer auf die Baugruppen Elektromotor, Untersetzung (Planetengetriebe) und Schneidwalze eingegangen. Zusätzlich werden noch einige Geräte von Mitbewerbern analysiert. Speziell wird hier auf Walzenhäcksler eingegangen, die in verschiedenen Verbrauchertests, wie zum Beispiel Stiftung Warentest, geprüft wurden.

6.1 Analyse Ist-Stand

Als Grundlage für die Analyse des Ist-Standes dient der VIKING Gartenhäcksler GE 35 L. In diesem Gerät ist eine Schneideinheit, bestehend aus einer Schneidwalze, die mittels Planetengetriebe von einem Elektromotor angetrieben wird, verbaut.



Abbildung 7: Schnitt durch Gartenhäcksler GE 35 L

Diese Walze quetscht das zu verarbeitende Material. Dieses wird in die Zwischenräume der Walze gepresst und auf der Unterseite ausgeworfen.



Abbildung 8: Häckselkammer VIKING GE 35 L ⁴

Der Spalt zwischen Schneidwalze und Gehäuse kann über eine verstellbare Platte eingestellt werden und wird dadurch minimiert. Ist dieser Spalt zu groß wird das Häckselmaterial nicht mehr vollständig geschnitten und das Astmaterial wird nicht optimal verarbeitet. Es bilden sich sogenannte „Rauhen“.

⁴ www.viking.at: Messerwalze.



Abbildung 9: Nicht vollständig geschnittenes Astmaterial („Raupe“)



Abbildung 10: Funktion Walzenhäcksler⁵

Die Schneidwalze funktioniert ähnlich wie ein Walzenfräser beim Gleichlaufräsen (Vorschubkraft und Vorschubrichtung sind gleichgerichtet), wobei sich die Position der Walze nicht ändert und der Vorschub dem Einzug des Astes (Häckselmaterial) entspricht.

⁵ GGP Germany GmbH: Produktkatalog 2014

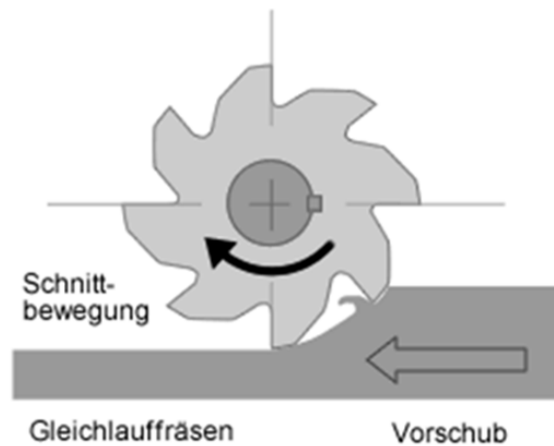


Abbildung 11: GleichlaufräSEN

6.1.1 Motor

Für den Antrieb der Schneidwalze wird beim Modell GE 35 L ein Asynchronmotor mit einer Nennleistung von 2.500 W verwendet.

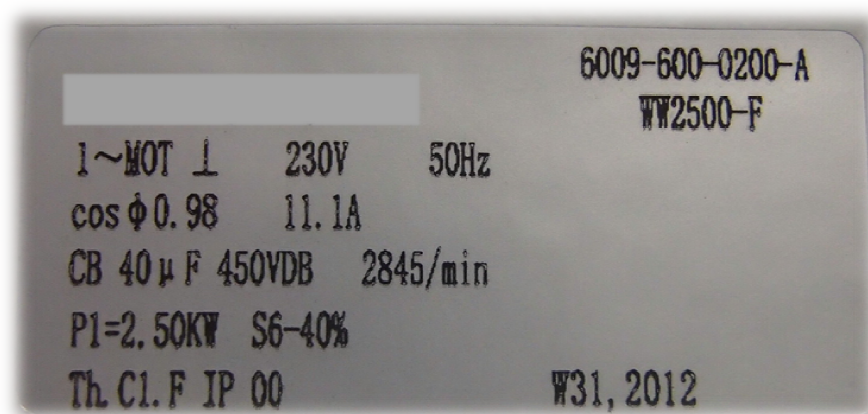


Abbildung 12: Typenschild Elektromotor GE 35 L (P1=2.500W S6-40%)

6.1.1.1 Funktion eines Asynchronmotors

Grundlage – Erzeugung des Drehfeldes

Dreht man stabförmige Dauermagneten oder Elektromagneten um ihren Mittelpunkt, entsteht ein Drehfeld. Drei um 120° versetzte und von Dreiphasenwechselstrom durchflossene Spulen erzeugen ebenfalls ein Drehfeld.

Bei der technischen Ausführung liegen diese Spulen verteilt über den Umfang des Ständerblechpaketes. Die Pole bilden sich, wenn durch die Wicklung Strom fließt. Da die

Ströme in den drei Strängen der Drehstromwicklung um 120° gegeneinander phasenverschoben sind, entsteht ein magnetisches Drehfeld.

Ein Drehfeld wird erzeugt, wenn ein Magnet gedreht oder wenn Drehstrom durch eine kreisförmig angeordnete Drehstromwicklung fließt.

Maschinen, in denen ein magnetisches Drehfeld wirksam ist, bezeichnet man als Drehfeldmaschine. Hat der Läufer die gleiche Drehzahl wie das Ständerdrehfeld, bezeichnet man die Maschine als Synchronmaschine. Ist die Läuferdrehzahl größer oder kleiner als die Drehfelddrehzahl, spricht man von einer Asynchronmaschine.

Wird das Ständerdrehfeld durch drei um 120° versetzte Ständerspulen bzw. Stränge erzeugt, so ist die Drehfelddrehzahl gleich der Netzfrequenz. Das Drehfeld hat einen Nordpol und einen Südpol, also ein Polpaar. Werden im Ständer 60° versetzte Stränge untergebracht, so verdoppelt sich die Polzahl des Drehfeldes und die Drehfelddrehzahl halbiert sich, weil der Weg von einem Strang zum nächsten nur halb so groß ist.

Magnetische Pole treten immer paarweise auf, daher berechnet man die Drehfelddrehzahl mit der Polpaarzahl.

$$n_s = \frac{f}{p}$$

Motoren wandeln die aus dem Netz aufgenommene elektrische Energie in mechanische Energie um. In der Maschine entstehen dabei Wirkverluste in Form von Wärme. Die durch Wirbelströme und Ummagnetisierung im magnetischen Material verursachten Verluste nennt man Eisenverluste. Verluste die in den Wicklungswiderständen durch den durchfließenden Strom entstehen, werden als Wicklungsverluste bezeichnet. Außerdem treten Verluste durch den Lüfter auf, sowie Reibungsverluste in den Lagern und an den Bürsten. Ein Maß für die Gesamtverluste ist der Wirkungsgrad. Der Wirkungsgrad gibt das Verhältnis der abgegebenen zur aufgenommenen Leistung an.

$$\eta = \frac{P_{\text{auf}}}{P_{\text{ab}}}$$

Bei Motoren wird das Drehmoment durch das Zusammenwirken von Ständermagnet und Läuferstrom gebildet. Der durch die Läuferwicklung fließende Strom erzeugt um jede Windung ein Magnetfeld, das im Ständermagnetfeld eine Kraft bewirkt. Dadurch bildet sich ein Drehmoment.

Die elektrisch aktiven Teile umlaufender Maschinen sind der Stator, auch Ständer genannt, und der Rotor. Dieser wird auch als Läufer bezeichnet. Bei Drehfeldmaschinen

besteht der Stator aus einem Blechpaket und den am Umfang verteilten Wicklungen. Der Läufer wird bei Gleichstrommaschinen auch als Anker bezeichnet.

Asynchronmotoren

Das Ständerdrehfeld induziert im Läufer eine Spannung. Dadurch dreht sich der Läufer. Diese Motoren werden daher auch als Induktionsmotoren bezeichnet. Die verschiedenen Arten der Asynchronmotoren unterscheiden sich im Läuferaufbau.

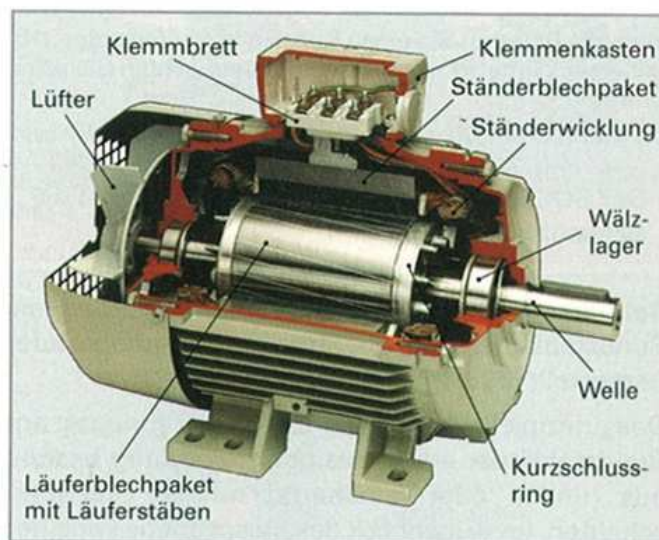


Abbildung 13: Drehstrom-Kurzschlussläufermotor

Motoren mit Kurzschlussläufer

Der Ständer besteht aus dem Gehäuse, dem Ständerblechpaket und der Ständerwicklung. Die Spulenanfänge und -enden sind an das Klemmbrett herausgeführt.

Der Läufer ist aus dem auf der aufgetragenen Blechpaket und den Nuten eingebrachten Leiterstäben aus Aluminium oder Kupfer zusammengesetzt. An den Stirnseiten des Blechpaketes sind die Leiterstäbe durch Kurzschlussringe verbunden. Leiterstäbe und Kurzschlussring bilden die Läuferwicklung und haben die Form eines Käfigs (Käfigläufer).

Das Ständer- und das Läuferblechpaket sind aus einseitig isolierten Elektroblechen geschnitten. Dadurch werden die Wirbelstromverluste verringert.

Die Käfigwicklung kann als einfache Form einer Drehstromwicklung gesehen werden. Der Kurzschlussläufermotor entspricht im Einschaltmoment einem Transformator. Das Drehfeld der Ständerwicklung bewirkt eine Flussänderung in den Leiterschleifen des zunächst stillstehenden Läufers. Die Flussänderungsgeschwindigkeit ist zur Drehfeldzahl proportio-

nal. Die induzierte Spannung lässt Strom in den durch die Kurzschlussringe verbundenen Leiter fließen.

Nach der Lenz'schen Regel bewirkt das durch den Läuferstrom erzeugte Magnetfeld ein Drehmoment, das den Läufer in Drehrichtung des Ständerdrehfeldes dreht. Würde der Läufer die Drehfelddrehzahl erreichen, wäre die Flussänderung in der betrachteten Leiter-schleife null und damit auch das Drehmoment, welches die Drehung bewirkt. Die Läuferdrehzahl ist daher stets kleiner als die Drehfelddrehzahl, Die Differenz wird als Schlupfdrehzahl bezeichnet.

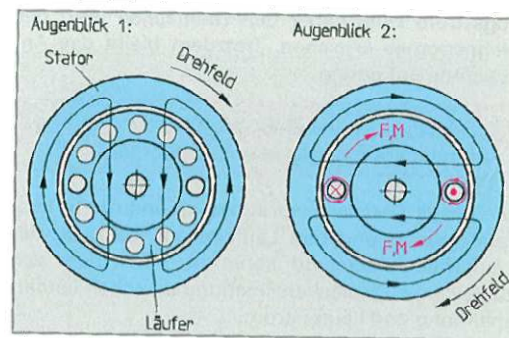


Abbildung 14: Induktionswirkung des Drehfeldes auf den stillstehenden Läufer

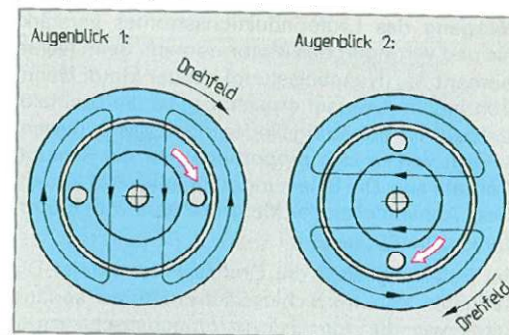


Abbildung 15: Gleichbleibender Magnetfluss durch den mit Drehfelddrehzahl umlaufenden Läufer

Der Schlupf von Asynchronmotoren ist abhängig von der Drehzahl.

$$n_s = 3000 \text{ U/min}$$

$$n = 2845 \text{ U/min}$$

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} * 100\% = 5,2\%$$

Im Augenblick des Einschaltens wirkt der Läufer hauptsächlich als Induktivität, das heißt durch den zugeführten Strom wird ein Magnetfeld erzeugt.

Der Wirkwiderstand der Käfigstäbe ist sehr klein. Der Anzugsstrom kann daher den zehnfachen Wert des Nennstromes erreichen. Trotzdem bleibt das Anzugsmoment gering.

Die steigende Drehzahl verringert die induzierte Läuferspannung und den Läuferstrom. Da auch der Läuferblindwiderstand abnimmt verkleinert sich zugleich Phasenverschiebung zwischen Läuferspannung und Läuferstrom.

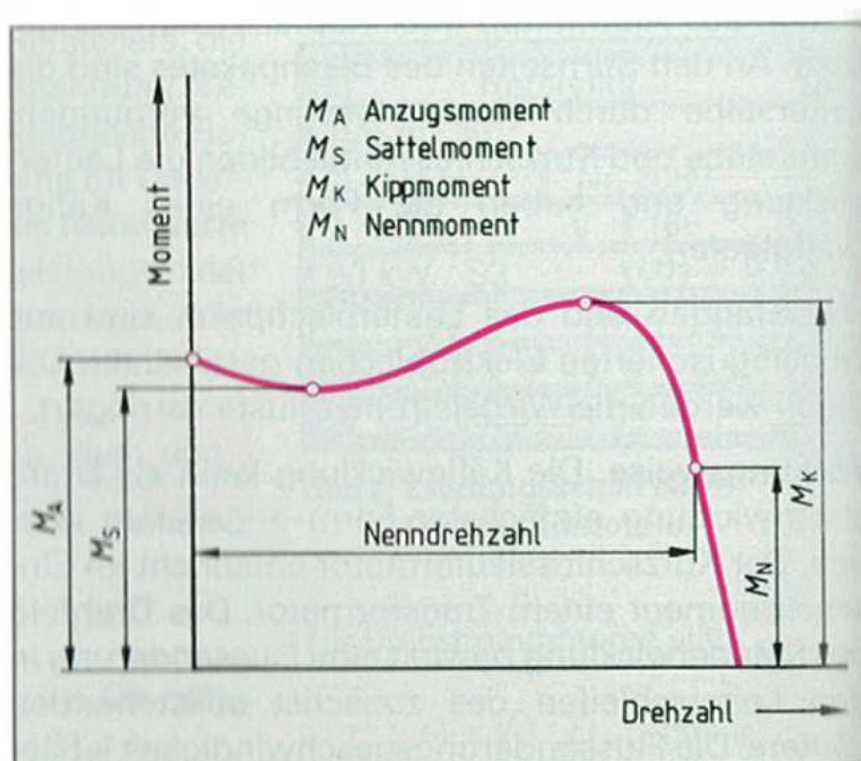


Abbildung 16: Drehmomentkennlinie eines Asynchronmotors

Die Drehmomentkennlinie zeigt das Ansteigen des Moments bis zum größten Motormoment, dem Kippmoment M_K . Danach wirkt sich der Rückgang des Läuferinduktionsstromes verstärkt aus und verringert das Motormoment. Beim Nennmoment M_N (Nennbelastung) hat der Motor Nenn-drehzahl. Im Leerlauf erreicht er fast die Drehfeld-drehzahl n_s . Belastungsänderungen ΔM in diesem Bereich wirken sich proportional auf die Schlupf-drehzahl aus.

Bei Belastung sinkt die Drehzahl nur wenig. Die Kennlinie von Kurzschlussläufermotoren verläuft daher wie die von Gleichstromnebenschlussmotoren. Ein solches Drehzahlverhalten wird auch als Nebenschlussverhalten bezeichnet.

Sattelmoment M_S heißt das kleinste Motormoment nach dem Anlauf. Durch unterschiedliche Nutzzahlen im Ständer und Läufer und durch schräg oder gestaffelt angeordnete Läuferstäbe wird eine Bildung eines Sattelmoments vermieden.

Ein höheres Anlaufmoment bei zugleich kleinerem Anlaufstrom erreicht man durch Stabmaterial mit höherem Widerstand, z.B. durch Verwendung von Aluminiumlegierungen. Der

höhere Läuferwirkwiderstand verringert gleichzeitig die Phasenverschiebung, so dass trotz des kleineren Anlaufstromes der Wirkleistungsanteil steigt.

Um die höheren Läuferverluste im Nennbetrieb zu vermeiden, werden Kurzschlussläufermotoren meist als Stromverdrängungsläufer gebaut.

Zur Erhöhung des Läuferwiderstandes beim Einschalten ordnet man z.B. in den Läufernuten untereinander zwei Stäbe an, durch die der vom Ständerdrehfeld induzierte Läuferstrom fließt. Dieser Wechselstrom erzeugt um jeden Läuferstab ein magnetisches Streufeld. Dieses Streufeld induziert in den zugehörigen Läuferstäben Spannungen. Diese versuchen die Wechselströme in jedem Stab zu verringern. Der magnetische Streufluss um den unteren Läuferstab ist stärker, da sich die Feldlinien dort im Eisenpaket schließen können. Die stromverringende Wirkung der induzierten Spannung im unteren Stab ist deshalb größer als im oberen Stab. Der Strom wird dadurch in Richtung Luftspalt, also zum Läuferaußenrand, verdrängt. Dem Stromverdrängungsläufer steht daher beim Anlauf nur der kleinere Nutquerschnitt des äußeren Stabes zur Verfügung. Stromdichte und Nutwiderstand sind groß. Der Anlaufstrom wird daher kleiner. Durch seine geringe Phasenverschiebung hat er trotzdem ein größeres Anlaufmoment als der Rundstabläufer.

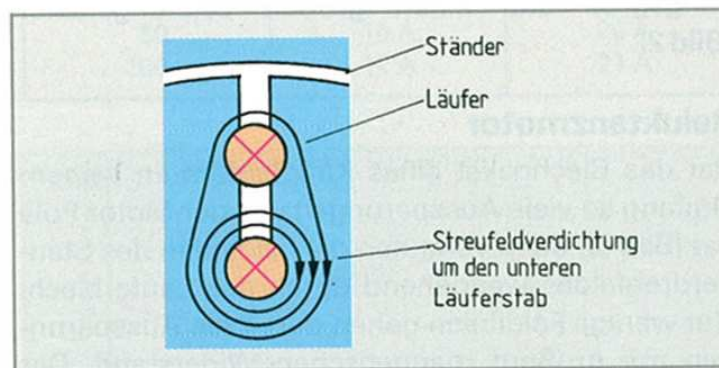


Abbildung 17: Stromverdrängung (Doppelkäfigläufer)

Beide Streufelder induzieren in den zugehörigen Läuferstäben Spannungen. Diese versuchen die Wechselströme in jedem Stab zu verringern. Der magnetische Streufluss um den unteren Läuferstab ist stärker, da sich die Feldlinien dort im Eisenpaket schließen können. Die stromverringende Wirkung der induzierten Spannung im unteren Stab ist deshalb größer als im oberen Stab. Der Strom wird dadurch in Richtung Luftspalt, also zum Läuferaußenrand, verdrängt. Dem Stromverdrängungsläufer steht daher beim Anlauf nur der kleinere Nutquerschnitt des äußeren Stabes zur Verfügung. Stromdichte und Nutwiderstand sind groß. Der Anlaufstrom wird daher kleiner. Durch seine geringe Phasenverschiebung hat er trotzdem ein größeres Anlaufmoment als der Rundstabläufer.

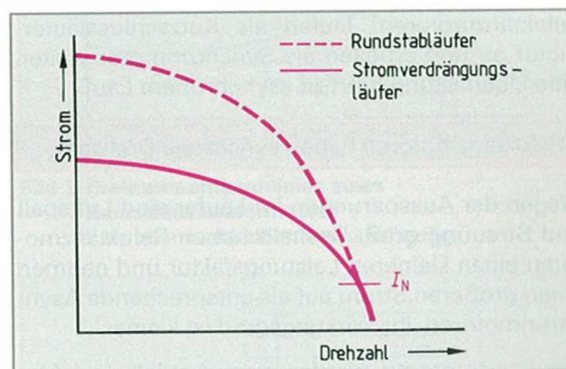


Abbildung 18: Stromaufnahme

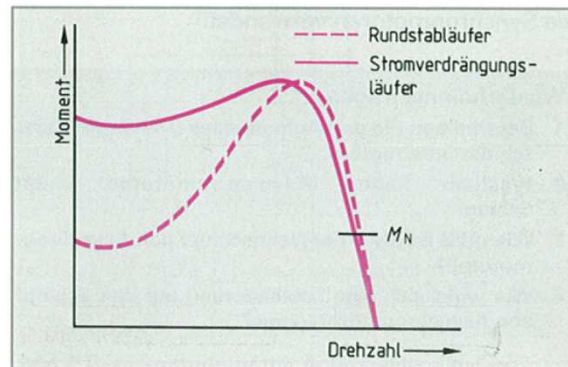


Abbildung 19: Drehmomentkennlinien

Bei Stromverdrängungsläufern tritt durch den großen Nutquerschnitt allerdings eine größere Streuung auf als bei Rundstabläufern. Ihr Leistungsfaktor und Wirkungsgrad sind daher etwas geringer.

Das günstigste Betriebsverhalten erreicht ein Kurzschlussläufermotor bei Nennlast.

Einphasen-Induktionsmotoren haben einen Ständer, in dessen Blechpaket zwei Wicklungsstränge untergebracht sind. Als Läufer werden Käfigläufer verwendet.

Die Hauptwicklung ist in 2/3 der Ständernuten eingelegt. Die Hilfswicklung ist in den verbleibenden Nuten um 90° räumlich versetzt untergebracht.

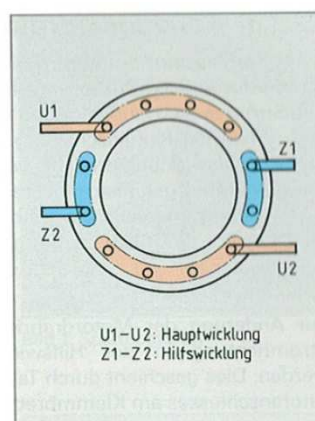


Abbildung 20: Wicklungen bei Einphasen-Induktionsmotoren

Voraussetzung für die Entstehung eines Drehfeldes im Ständer ist eine zeitliche Verschiebung des Stromes in der Hilfswicklung gegenüber dem Strom in der Hauptwicklung.

Die in Haupt- und Hilfswicklung entstehenden Wechselfelder sind dann räumlich und zeitlich zueinander versetzt und bilden ein gemeinsames Drehfeld.

Die Drehfeldfrequenz ergibt sich wie bei Drehstrommotoren aus dem Polzahlen und der Netzfrequenz. Eine Phasenverschiebung zwischen den Strömen der Hauptwicklung und der Hilfswicklung wird durch die Wirkung einer Kapazität oder eines Wirkwiderstandes erreicht. Die entstehenden Drehfelder haben eine elliptische Form

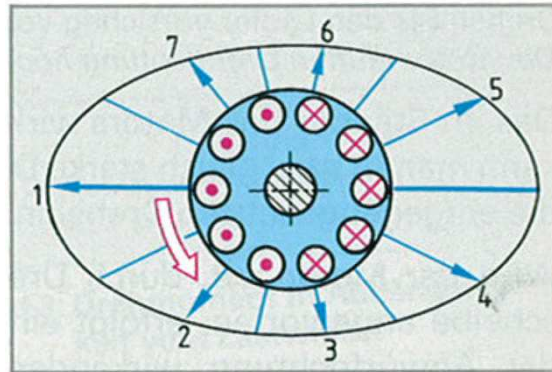


Abbildung 21: Elliptisches Drehfeld (Kondensatormotor)

Beim Kondensator-Motor wird die zur Drehfeldbildung erforderliche Phasenverschiebung zwischen den Strömen der Hauptwicklung und der Hilfswicklung durch die Reihenschaltung eines Kondensators zur Hilfswicklung erreicht. Zur Änderung der Motordrehrichtung muss die Stromrichtung in der Hilfswicklung umgepolt werden. Dies geschieht durch Tausch des Kondensatoranschlusses.

Ein hohes Anzugsmoment entwickelt der Motor bei Verwendung eines Anlaufkondensators und eines Betriebskondensators. Das Anlaufmoment kann durch die Kapazität beider Kondensatoren auf den Wert des 2- bis 3fachen Nennmomentes gesteigert werden. Der Motor kann dadurch unter Last anlaufen. Nach dem Hochlauf wird die Anlaufkapazität abgeschaltet, sodass nur noch die Betriebskapazität wirksam ist. Das Abschalten ist erforderlich, da durch die hohe Kapazität von Anlaufkondensator und Betriebskondensator ein großer Strom durch die Hilfswicklung fließt. Dies führt bei Dauerbetrieb zu einer Überhitzung.⁶

⁶ Vgl. Bastian et al. (1999)

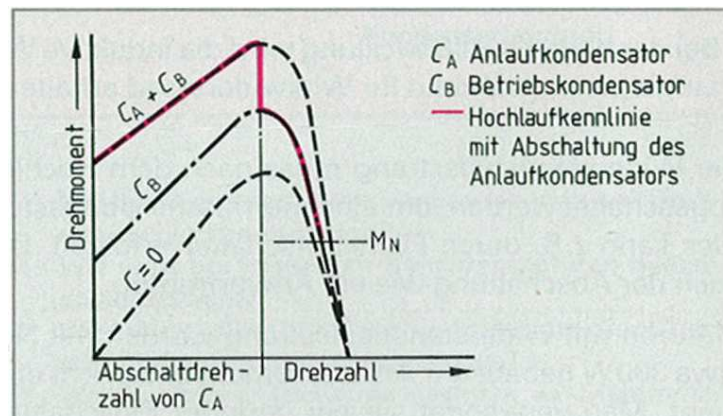


Abbildung 22: Momentenkennlinien von Kondensator-Motor

Vorteile von Asynchronmotoren

- einfacher und robuster Aufbau
- lange Lebensdauer
- nahezu konstante Drehzahl
- geringer Wartungsaufwand (kein Bürstenverschleiß beim Kurzschlussläufer)
- günstiger Preis
- kurzzeitig stark überlastbar (bis größer 2mal Nennmoment)
- einsetzbar im Ex-Bereich (explosionsgefährdeter Bereich), da keine Bürsten oder Schleifringe (Vermeidung des Bürstenfeuers - Funkenbildung)
- wartungsarm

Nachteile von Asynchronmotoren

- Drehzahlveränderung nur bei Sonderbauformen mit Polumschaltung oder mit zusätzlichem Frequenzumrichter möglich
- insbesondere bei kleinen Ausführungen ca. 20 bis 30 % mehr Volumen bei gleichem Drehmoment gegenüber permanent-magnetisierten Synchronmotoren
- kleinerer Wirkungsgrad im Vergleich zur permanent magnetisierten Synchronmaschine bei hoher Momentausnutzung

Der im Gartenhäcksler GE 35 L verbaute Motor besitzt folgende Kennwerte:

$$P_1 = 2500 \text{ W (S6 – 40\%)}$$

$$U_n = 230 \text{ V}$$

$$I_n = 11,1 \text{ A}$$

$$\cos \varphi = 0,98$$

$$n_{nenn} = 2845 \frac{U}{min}$$

Die Angabe der Betriebsart S6-40% (ununterbrochener periodischer Betrieb mit Aussetzbelastung) bedeutet, dass der Motor bei einer Dauer von 10 Minuten 40 Prozent davon unter Last läuft und sich anschließend die restliche Zeit (6 Minuten) im Leerlauf abkühlt.

Rechnet man nun diese Angaben für einen Motor im Dauerbetrieb um, ergibt sich folgende Leistung:

$$ED_1 = 40\%$$

$$ED_2 = 100\%$$

$$P_1 = 2500W$$

$$P_2 = P_1 \sqrt{\frac{ED_1}{ED_2}} = 1581,1W$$

Zur Berechnung des Nennmomentes werden die Nennleistung und die Nenndrehzahl verwendet. Damit erhält man folgendes Nennmoment für diesen Motor:

$$P_{nenn} = 2500W$$

$$n_{nenn} = 2845 \frac{1}{min}$$

$$M_{nenn} = \frac{P_{nenn}}{2 * \pi * n_{nenn}} = 8,39 Nm$$

Zusätzlich wurden auf einen Motorprüfstand die Kennlinien für den verbauten 2.500W Asynchronmotor aufgezeichnet.

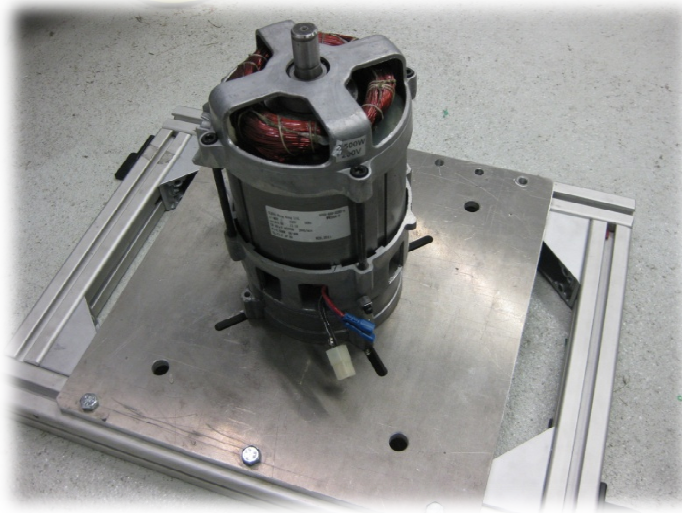


Abbildung 23: Aufbau am Motorprüfstand

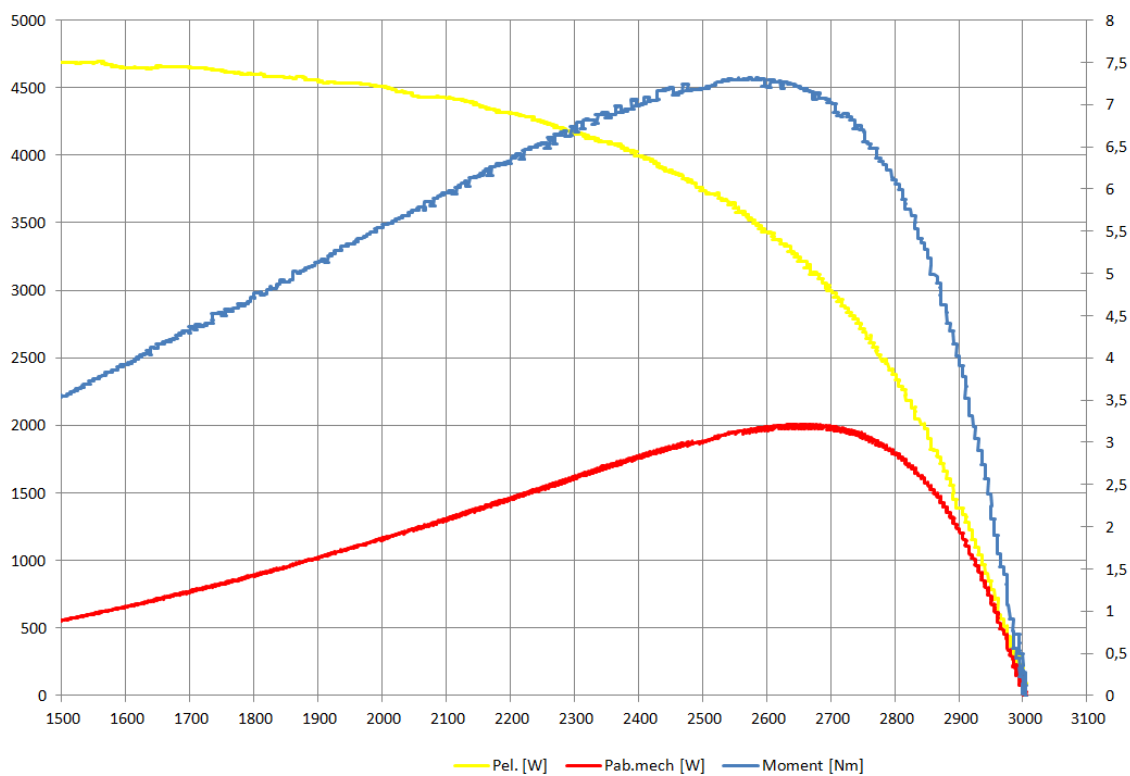


Abbildung 24: Kennlinie Elektromotor Gartenhäcksler GE 35 L

Dabei hat sich gezeigt, dass der Motor bei Nenndrehzahl ein Nennmoment von 6,31 Nm hat. Zusätzlich konnte festgestellt werden, dass bei einer Aufnahmeleistung von 2.500 W nur eine Leistung von ca. 1.850 W am Ausgang des Planetengetriebes abgegeben wird.

6.1.2 Übersetzung

Die Walze wird mithilfe eines zweistufigen Planetengetriebes angetrieben.

Dieses Planetengetriebe hat feststehende Hohlräder und in der ersten Stufe drei Planetenräder in der zweiten Stufe zwei Planetenräder.



Abbildung 25: Planetengetriebe Gartenhäcksler GE 35 L

Daten des zweistufigen Planetengetriebes:

- Hohlräder feststehend
- Zahnrad Motor Sonnenrad 1: $z=11$
- Planetenrad 1 (3 Stück): $z=14$
- Hohlrad 1: $z=79$
- Sonnenrad 2: $z=10$
- Planetenrad 2 (2 Stück): $z=32$
- Hohlrad 2: $z=74$

Übersetzung 1.Stufe - Hohlrad fest, Antrieb Sonnenrad:

$$i_1 = 1 + \frac{z_{\text{Hohlrad1}}}{z_{\text{Sonne1}}} = 8,187$$

⁷ www.gsc-schwoerer.de: Planetengetriebe.

$$n_1 = \frac{n_{Motor}}{i_1} = 347,7 \frac{1}{min}$$

Übersetzung 2.Stufe - Hohlrads fest, Antrieb Sonnenrad:

$$i_2 = 1 + \frac{Z_{Hohlrads2}}{Z_{Sonne2}} = 8,4$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = 41,4 \frac{1}{min}$$

Übersetzung des zweistufigen Planetengetriebes:

$$i_{ges} = \frac{n_{Motor}}{n_{Walze}} = 68,7$$

Berechnung Drehmoment an der Walze:

Für ein ideales Getriebe gilt (Reibungsverluste werden nicht berücksichtigt):

$$P_1 = P_2$$

$$M_1 * \omega_1 = M_2 * \omega_2$$

$$\omega = 2 * \pi * n$$

$$M_1 * 2 * \pi * n_1 = M_2 * 2 * \pi * n_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1} = i_{ges}$$

$$M_{Walze} = M_{Motor} * i_{ges} = 576,4 Nm$$

6.1.3 Schneidwalze

Die Schneidwalze des GE 35 L ist ähnlich eines Walzenfräasers aufgebaut. Die Rotation der Walze erfolgt über eine Welle, die mittels Planetengetriebe angetrieben wird. Für die Mitnahme der Schneidwalze sind zwei Passfedern die auf einer Welle angebracht sind, verantwortlich.

Die Schneidwalze hat einen Außendurchmesser von 88mm und 8 Schneidzähne. Der Keilwinkel der Walzenzahns beträgt 55°.

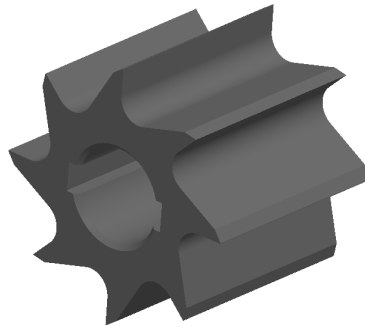


Abbildung 26: Schneidwalze VIKING Gartenhäcksler GE 35 L

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	befriedigend
Max. Aststärke (Durchmesser)	befriedigend
Verarbeitung von Weichmaterial	befriedigend
Herstellkosten	befriedigend

Tabelle 1: Bewertung Schneidwalze GE 35 L

6.1.3.1 Maximale Belastung der Schneidwalze

Die Maximalbelastung der Schneidwalze erfolgt bei der Prüfung zur dynamischen Stand-sicherheit laut europäischer Norm EN 13683 (Gartengeräte – Motorgetriebene Schredder/Zerkleinerer – Sicherheit)

Bei dieser Prüfung wird ein Stahlrohr mit einem Durchmesser von 30mm und einer Wandstärke von 3mm in die Einwurföffnung des Häckslers eingeführt. Die Prüfung gilt für den Gartenhäcksler als bestanden, wenn dabei kein Teil größer 2g ausgeworfen wird.

Auszug aus der Norm:

5.9.4 Prüfung zur dynamischen Standsicherheit

5.9.4.1 Prüfverfahren

Ein geschweißtes oder nahtloses Stahlrohr mit 30 mm Durchmesser (Nennmaß) und 400 mm Länge und einer Nenn-Wanddicke von 3 mm muss schnell und ohne unterstützende Maßnahme in die Einwurföffnung der Maschine eingebracht werden. [...] Bei einer Einwurföffnung von weniger als 30 mm muss ein Rohr mit angepasstem Durchmesser und Länge verwendet werden. [...]

5.9.4.2 Prüfabnahme

Die Maschine muss in ihrer stehenden Arbeitsposition bleiben und darf in keine Richtung umkippen. Darüber hinaus dürfen außer durch den Auswurfkanal keine Teile der Maschine ausgeworfen werden und kein Teil der Maschine, das zur Übereinstimmung mit dieser Norm wichtig ist, darf abfallen oder sich so verformen, dass es nicht mehr die Norm erfüllt. Eine Gebrauchsfähigkeit der Maschine muss nach der Prüfung nicht gegeben sein. Ausgeworfene Splitter von Maschinenteilen unter 2 g sind zu ignorieren.⁸

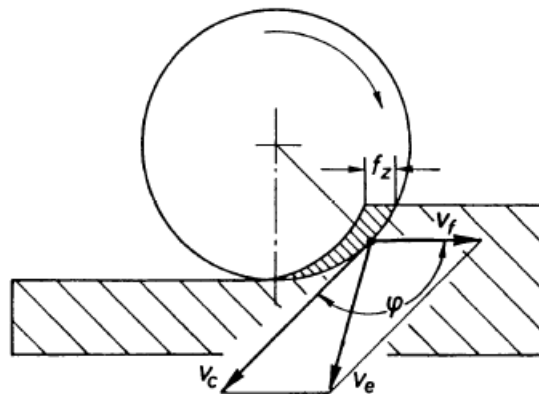


Abbildung 27: Kräfte Gleichlaufräsen⁹

⁸ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2013).

⁹ Paucksch, E. et. al. (2008).

Messerhäcksler							
9 Wolf-Garten SDL 2500	10 Einhell BG-RS 2540 CB	11 Bosch AXT 2200 Rapid	12 Gloria natura 2800 L	13 Viking GE 355	14 Al-Ko Power Slider 2500	15 Atika Bio Quick 2500 ³⁾	16 Einhell BG-KS 2040
289	200	250	700	790	229	109	120
BEFRIEDIGEND (2,8)	MANGELHAFT (4,9)	GUT (2,4)	BEFRIEDIGEND (3,0)	BEFRIEDIGEND (3,0)	BEFRIEDIGEND (3,1)	BEFRIEDIGEND (3,2)	MANGELHAFT (4,7)
befriedigend (3,0)	befriedigend (2,6)	gut (2,0)	befriedigend (2,8)	befriedigend (2,9)	befriedigend (3,3)	befriedigend (3,3)	mangelhaft (4,7) ¹⁾
○	○	+	○	○	○	○	—
○/+	+/+	+/+	○/○	○/○	○/○	○/○	—/○
+	+	++	+	○	○	○	— ¹⁾
○	+	+	○	○	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
○	○	+	+	+	○	○	○
befriedigend (3,5)	gut (2,4)	gut (2,2)	befriedigend (3,1)	befriedigend (3,1)	befriedigend (3,2)	befriedigend (3,1)	befriedigend (3,0)
○	+	+	○	+	○	+	+
○	○	+	++	○	○	○	+
○/+	○/+	○/++	+/○	+/○	○/○	○/○	○/○
Entfällt / ○ ¹⁾	Entfällt / +	++ / Entfällt	○ / Entfällt	+/ Entfällt	+/ Entfällt	○ / Entfällt	○ / Entfällt
○	+	○	○	○	○	○	○
+	+	++	○	○	+	+	+
○	+	○	○	○	○	○	○
gut (1,9)	mangelhaft (4,9) ¹⁾	befriedigend (2,6)	gut (2,5)	befriedigend (2,6)	gut (2,5)	befriedigend (3,0)	Nicht beurteilt ²⁾
gut (1,7)	gut (2,5)	befriedigend (3,4)	befriedigend (3,2)	befriedigend (2,9)	befriedigend (2,7)	befriedigend (3,5)	ausreichend (3,9)
++/○	+/○	○/++	○/++	○/++	○/++	○/○	○/○
befriedigend (3,0)	gut (1,9)	befriedigend (3,0)	ausreichend (4,0) ¹⁾	ausreichend (4,0) ¹⁾	befriedigend (3,0)	befriedigend (3,0)	befriedigend (3,0)
26	28	12	43	29	23	19	13
88	89	88	114	114	90	83	89
Fangsack	Fangbox	Stopfer	Fangsack			Fangsack	Fangsack, Stopfer

3) Erhältlich unter anderem bei hagebaumarkt, werkmarkt und Floraland.

4) Bezeichnung auf dem Gerät: MAC2500SBY.

Tabelle 2: Testergebnis Stiftung Warentest ¹⁰

Stiftung Warentest führt in diesem Bericht auch an, dass im Vergleich zu früher Tests von Häckslern die Anzahl von Walzenhäckslern am Markt stark zugenommen hat und dieser Trend deshalb in diesem Test berücksichtigt wurde.

¹⁰ Stiftung Warentest. (April 2011): S. 70-97

6.2.2 Ergebnis Test-Aankoop

Im Oktober 2011 wurden von der belgischen Verbraucher-Organisation „Test-Aankoop“ fünfzehn Gartenhäcksler getestet.

Auch hier ging der Gartenhäcksler Bosch AXT 25 TC als Testsieger hervor. Er wird als kompakter und leistungstarker Häcksler bezeichnet, der sehr gut bei unterschiedlichem Material funktioniert. Außerdem wird der gute Einzug des Astmaterials hervorgehoben.

ELEKTRISCHE HAKSELAARS		PRIJS		BESCHRIJVING		TESTRESULTATEN										EINDSCORE OP 100
		min. max.		Traag draaiend mes?	Maximale snijcapaciteit (in mm)	Toestel vlot te verplaatsen?	Snelafval voorbereiden en invoeren	Trekkracht en neiging tot verstoppingen	Snelheid van hakselen	Hakselen van haagsnoeijsel	Hakselen van takken	Lawaai	Duurzaamheid	Veiligheid	Vervangen van mes(se)n	
★	BOSCH AXT 25 TC	500	530	✓	38	□	+	+	+	+	+	+	+	+	+	79
○	CENTRAL PARK CPE 2640 S	199		✓	30	+	□	□	+	+	□	+	+	+	□	70
	BOSCH AXT 2200 RapId	234	260		32	+	+	+	+	□	□	—	+	+	+	70
○	ATIKA LHF 2800	169	179	✓	32	+	+	□	+	□	□	+	+	+	□	67
	BOSCH AXT 25 D	380	400	✓	32	□	+	+	+	+	+	+	+	+	+	65
	POWER PLUS POWXG6400	175	185	✓	25	+	□	□	+	□	□	+	□	+	+	56
	WOLF GARTEN SDL 2500	249	299	✓	28	+	□	—	+	□	—	+	□	+	+	56
	AL-KO Power Slider 2500	239	329		28	+	—	—	□	□	—	+	+	+	+	52
	MAKITA DSH2400	449	495	✓	25	□	+	+	+	□	□	+	—	+	+	31
	BLACK & DECKER GS2400-QS	249	363	✓	25	+	□	□	+	□	□	+	—	+	+	28
	EINHELL BG-KS 2040	99			28	+	+	+	+	+	+	—	□	□	□	10
	ELIET Neo	595	625		30	—	—	—	□	+	+	+	□	—	—	X
	GLORIA Natura 2800L	749	799		53	—	□	—	+	□	—	□	+	—	□	X
	STIGA Bio Quiet LSG 2108	158	199	✓	25	□	□	□	□	□	□	+	□	—	+	X
	VIKING GE355	595	699		38	+	—	—	□	—	—	+	+	—	□	X

Tabelle 3: Testergebnis Test-Aankoop ¹¹

Wie auch bereits im Testbericht von Stiftung Warentest wird auch bei Test Aankoop erwähnt, dass früher der Großteil der Häcksler eine oder mehrere schnell rotierende Messer hatten. Mittlerweile hat aber die Mehrzahl der Gartenhäcksler eine sich langsam drehenden Walze. Diese Walzenhäcksler bieten laut Test Aankoop auch einige Vorteile, wie z.B. die Lautstärke und die geringere Verletzungsgefahr durch zurückschnellende Äste.

¹¹ Test-Aankoop. (Oktober 2011): S. 24-27

6.2.3 Testergebnisse – Zusammenfassender Überblick

Bei beiden durchgeführten Verbrauchertests aus dem Jahre 2011 ging der Gartenhäcksler der Fa. Bosch AXT 25 TC als Testsieger hervor.



Abbildung 28: Bosch AXT 25 TC

Diesen Leisehäcksler zeichnet eine spezielle Walze aus. Sie ist wie ein Trichter geformt und innen hohl. Ihre messerartigen Schneidzähne drehen sich an einer Verstellplatte vorbei. Die abgeschnittenen Holzsnipsel verschwinden im Hohlrauminneren der Walze und fallen in den Auffangbehälter.



Abbildung 29: Schneidwalze Bosch AXT 25 TC ¹²

¹² Vgl. www.bosch-garden.com: Leisehäcksler AXT 25 TC

Bei den restlichen Häckslern, die es unter die Top 5 der angeführten Tests schafften, handelt es sich, bis auf eine Ausnahme, nur um Häcksler mit Walzenschneideeinheiten. Deren Aufbau ist dem des VIKING Leisehäckslers GE 35 L ähnlich. Das Gerät der Firma VIKING wurde jedoch nicht ins Testverfahren von Stiftung Warentest und Test-Aankoop aufgenommen.

6.3 Vergleichstest Leisehäcksler

Um den VIKING Gartenhäcksler GE 35 L mit anderen Mitbewerbergeräten, die im selben Leistungsbereich rangieren, zu vergleichen, wurde ein unabhängiger Vergleichstest durchgeführt.

Folgende Leisehäcksler wurden bei einem kurzen Test verglichen:

- VIKING GE 35 L
- Bosch AXT 25 TC
- Mac Allister 2500 ELH
- Plantiflor SWH 2800 (baugleich Atika LHF 2800)
- Gardenline GLLH 2549

Zusätzlich wurde bei diesem Test noch der VIKING Gartenhäcksler GE 355 betrachtet. Dieser besitzt ein Messerschneidwerk und wurde beim Test von Stiftung Warentest nur mit befriedigend beurteilt. Da aber nur ein kurzer Vergleich durchgeführt wurde, wird auf diesen Häcksler in der Auswertung nicht näher eingegangen.



Abbildung 30: Foto der getesteten Gartenhäcksler

Für den Test wurde gemischtes Material verwendet (Schilf, Thujen, dünnes und dickes Astmaterial und Topfblumen). Das zu häckselnde Astmaterial wies durch eine längere Lagerzeit schon eine gewisse Trockenheit auf und war dementsprechend härter als frisch geschnittenes Astmaterial. Daher ist die erreichte maximale Aststärke sicherlich wesentlich geringer, als sie bei frisch geschnittenen Ästen wäre.

Die Testkriterien basieren auf dem Test der Stiftung Warentest und wurden in fünf Hauptgruppen mit unterschiedlicher Gewichtung unterteilt:

- Häckseln - Gewichtung 40 Prozent
- Handhabung – Gewichtung 25 Prozent
- Haltbarkeit und Verarbeitung - Gewichtung 20 Prozent
- Gesundheit und Umwelt – Gewichtung 20 Prozent
- Sicherheit – Gewichtung 5 Prozent

Für das erste Hauptkriterium „*Häckseln*“ wurden Merkmale wie der Einzug der Äste, die Verarbeitung von Baumschnitt (dickere Äste) und Heckenschnitt (dünne Äste) beurteilt. Ein Augenmerk wurde auch auf die Verstopfungsneigung des Häckslers und auf die zu verarbeitende maximale Aststärke gelegt.

Beim Merkmal „*Handhabung*“ wurde die Ergonomie und Haptik des Gerätes bewertet. Hier wurden die Bedienung des Schalters, der Aufwand für die Erstmontage und auch die Annehmlichkeit beim Tragen und Fahren – also beim Transport – des Gartenhäckslers begutachtet. Unter diesen Punkt fielen beim Kurztest auch die Verständlichkeit der Bedienungsanleitung und Umsetzbarkeit bei der Erstmontage.

Für die Testphase des Kriteriums „*Haltbarkeit und Verarbeitung*“ wurde besonderer Wert auf die Qualität der Geräte – wie etwa das Zusammenpassen der Teile und Farben – und das Spaltmaß gelegt.

Für den Punkt „*Gesundheit und Umwelt*“ wurden die Merkmale Geräusch- und Schadstoffentwicklung bewertet. Da für das Kriterium „*Schadstoffe*“ keine Daten vorlagen, wurden alle Geräte mit 3,0 bewertet.

Als letztes Kriterium wurde noch die *Sicherheit* der Geräte beurteilt. Hier wurde darauf geachtet, ob die Anforderungen der Sicherheitsabstände laut Norm erfüllt wurden. Zusätzlich wurde ein Augenmerk auch auf die Verletzungsgefahr beim Häckseln oder bei der Beseitigung von Verstopfungen gelegt.

6.3.1 Bosch AXT 25 TC



Abbildung 31: Bosch AXT 25 TC

Nach dem durchgeführten Vergleichstest der fünf diversen Leisehäcksler wird klar, warum der Bosch AXT 25 TC beim Test von Stiftung Warentest als Testsieger hervorging. Die Verarbeitung des Gerätes ist sauber und die Zusatzfeatures - wie z.B. der integrierte Korb, ein Piepston, sobald der Korb nicht richtig eingerastet oder voll ist, das platzsparende Lagerungskonzept – funktionieren problemlos. Auch die Häckselleistung erfolgt im Vergleich zu den anderen getesteten Geräten ausgezeichnet. Die maximale zu verarbeitende Aststärke liegt mit 55 mm deutlich über der verarbeitbaren Aststärke der anderen Geräte. Der Selbsteinzug und die Materialzerkleinerung funktionieren ebenfalls problemlos.

Die Schalterelemente sind gut verarbeitet und lassen sich auch mit Handschuhen bedienen. Ein kleines Manko weist der Bosch AXT 25 TC bei der Verarbeitung von weichem Material – in diesem Vergleichstest wurden Topfblumen verwendet – auf: Das Häckseln funktioniert zwar, durch die relativ schmale Einfüllöffnung ist man hier stark eingeschränkt.

Ein weiterer negativer Punkt ist das Fahren beim Transport: Da die Räder zu nahe zusammenliegen, neigt der Häcksler dazu, hin und her zu schwanken und läuft so Gefahr umzukippen.

6.3.2 Mac Allister 2500 ELH



Abbildung 32: Mac Allister 2500 ELH

Die getesteten Walzenhäcksler der Fa. Mac Allister, Plantiflor und Gardenline werden in China gefertigt und in Europa nur über die Großfläche vertrieben. Der Mac Allister 2500 ELH wird zum Beispiel bei der Fa. Hornbach verkauft.

Wie bei jedem anderen Walzenhäcksler ist der Selbsteinzug beim Mac Allister 2500 ELH sehr gut, allerdings neigt dieser Gartenhäcksler dazu, zu verklemmen, sobald die Äste dicker werden. Das Hauptproblem ist hierbei die Beseitigung dieser Verstopfungen. Diese lassen sich weder mit dem vorhandenen automatischen Rücklauf noch mit der manuellen Ansteuerung des Rücklaufs beseitigen. Da man ohne Werkzeug nicht zur Zerkleinerungseinheit gelangt, ist das Entfernen von verklemmten Ästen sehr mühsam und zeitaufwendig.

Weiches Häckselmaterial kann mit dem Mac Allister 2500 ELH nicht verarbeitet werden. Auch der Schalter bzw. die Schalteranordnung ist nicht bedienerfreundlich und nicht selbsterklärend.

Trotz mehrmaligem Verstellen der Andruckplatte neigt der Häcksler bei der Verarbeitung von Ästen zur Produktion von „Ketten“, das bedeutet, dass das Material nicht wie erwünscht abgequetscht wird.

Bei dünnerem Astmaterial kann der Mac Allister 2500 ELH mit dem Bosch AXT 25 TC oder dem VIKING GE 35 L mithalten. Positiv anzumerken sind der integrierte transparente Korb, die Geräuscharmheit und der niedrige Preis.

6.3.3 Plantiflor SWH 2800



Abbildung 33: Plantiflor SWH 2800

Der Walzenhäcksler Plantiflor SWH 2800 ist baugleich wie der Häcksler Atika LHF 2800, der beim Vergleichstest von Stiftung Warentest den dritten Platz erreichte.

Der Plantiflor SWH 2800 ist laut Leistungsangabe der stärkste der drei Großflächen-Häcksler, allerdings kann er diese Stärke im Verhältnis zu den beiden anderen nicht ausspielen.

Der Plantiflor hat die gleichen Schwächen, wie der Mac Allister. Er neigt sogar noch eher zu Verstopfungen und hat einen nicht transparenten Korb.

Das Schalterelement ist beim Plantiflor SWH 2800 besser gestaltet als beim vorher genannten Modell von Mac Allister. Zudem weist dieser Häcksler die geringste Lärmentwicklung auf. Hier muss aber darauf hingewiesen werden, dass die Lautstärke bei diesem Vergleichstest nicht mit der entsprechenden Gerätschaft gemessen wurde, sondern durch rein subjektives Gehörempfinden wahrgenommen wurde.

6.3.4 Gardenline GLLH



Abbildung 34: Gardenline GLLH

Der Walzenhäcksler Gardenline GLLH wird über die Firma Hofer/Aldi vertrieben. Er ist der billigste der getesteten Häcksler.

Bei einzelnen Bewertungskriterien liegt der Gardenline GLLH noch hinter den beiden anderen Häckslern, die in China gefertigt werden und weit hinter dem getesteten Bosch AXT 25 TC und den VIKING GE 35 L. Er hat beispielsweise einen schlechteren Einzug, eine geringere verarbeitbare Aststärke und einen sehr hohen garantierten Schallleistungspegel von 106 dB(A).

6.3.5 VIKING GE 35 L



Abbildung 35: VIKING GE 35 L

Der VIKING GE 35 L ging bei diesem internen Vergleichstest als zweitbester der getesteten Leisehäcksler hervor. Die Häckselleistung ist besser und auch die Verstopfungsneigung ist geringer als bei den Modellen, die in China produziert werden.

Dank der Einwurföffnung in Kleeblattform funktioniert vor allem das Verarbeiten von verzweigtem Astmaterial sehr gut und auch kleinere Topfblumen konnten verarbeitet werden. Der Schalter und das Einstellen der Verstellplatte sind beim VIKING GE 35 L um einiges besser als bei den anderen getesteten Geräten.

Bei allen anderen getesteten Leisehäcksler ist ein Häckselkorb integriert ist. Daher schneidet der GE 35 L in dieser Kategorie schlechter ab. Bei der Verarbeitung von Astmaterial kann der VIKING Walzenhäcksler mit dem Bosch AXT 25 TC mithalten. Die maximale Aststärke des Bosch Häckslers kann aber auch mit dem VIKING Gerät erreicht werden. Das Häckselgut wird beim GE 35 L im Vergleich zum Bosch Walzenhäcksler aufgebrochen und nicht geschnitten.

Wie auch schon bei den Tests von Stiftung Warentest und Test-Aankoop geht auch bei diesem Test der Leisehächsler Bosch AXT 25 TC als Sieger hervor.

Es ist hervorzuheben, dass die Geräte aus der Großfläche – der Mac Allister 2500 ELH, der Plantiflor SWH 2800 und der Gardenline GLLH 2549 – nicht mit den Hächsleren der Fa. Bosch und VIKING mithalten können. Die sehr guten Platzierungen im Test von Stiftung Warentest sind hier nicht nachvollziehbar.

6.4 Patentrecherche bezüglich Schneidwalze der Fa. Bosch

Beim Walzenhäcksler Bosch AXT 25 TC wird eine neuartige Schneidwalze verwendet. Die Ausführung und Form dieser Walze unterscheidet sich sehr von den restlichen am Markt existierenden Gartenhäckslern. Daher wurde eine Patentrecherche zu dieser Schneidwalze durchgeführt.

Die Form und das Herstellungsverfahren der Schneidwalze des Gartenhäcksler AXT 25 TC wurde von der Fa. Robert Bosch GmbH im Jahre 2007 patentiert (Patent EP 2 072 139 A1).¹³

Die weitere Recherche hat aber ergeben, dass eine ähnliche Form dieser Schneidwalze bereits im Jahre 1996 von der Fa. Steinmax Werkzeuge GmbH patentiert wurde (Patent EP 0760256 A1).¹⁴

Da dieses Patent der Fa. Steinmax Werkzeug GmbH bereits im Jahre 1996 erteilt wurde, kann davon ausgegangen werden, dass mit dem Patent der Fa. Bosch nur das Herstellungsverfahren der Schneidwalze geschützt wurde.

¹³ Siehe Anlage 1: European patent application: Robert Bosch GmbH (2009), EP 2 072 139 A1.

¹⁴ Siehe Anlage 2: Europäische Patentanmeldung: Steinmax Werkzeuge GmbH (1997), EP 0 760 256 A1.

7 Konzeption

Das Erkennen der negativen Eigenschaften und eine innovative Lösungsidee bilden die Grundlage für neue Ideen und somit für ein neues Produkt. Darauf bauen die meisten folgenden Arbeiten auf.

Durch eine gute und effektive Lösung können Alleinstellungsmerkmale geschaffen werden, die das Produkt von Mitbewerberprodukten abheben.

7.1 Methoden der Ideenfindung

Der Ideenfindungsprozess beschreibt ein mögliches Vorgehen, wie mit wenig Aufwand in kurzer Zeit eine Lösung für eine Problemstellung gefunden werden kann. Dazu werden zuerst das Problem und die Ziele formuliert, anschließend werden in einer kreativen Phase möglichst viele Ideen gesammelt, die dann schrittweise aussortiert und konkretisiert werden. Am Ende dieses Prozesses steht eine optimale Lösung.

Der Ideenfindungsprozess verhindert, dass durch Kritik gute Ideen zu früh verworfen werden und dass an einer ersten Lösung festgehalten wird, ohne weitere Lösungsvarianten in Betracht gezogen zu haben

Auch wenn eine Idee anfangs nicht alle Fragen beantworten kann, sollte sie trotzdem weiter verfolgt und ausgearbeitet werden, bis sich entweder die Fragen klären, oder die Idee bewusst ausgeschlossen werden kann.

Gute Ideen entstehen oft dann, wenn sich verschiedene Personen gegenseitig inspirieren. Deshalb findet die Ideenfindung oft in einer Gruppe statt. Dazu werden verschiedene Teilnehmer aus dem Projektumfeld eingeladen, um gemeinsam an Ideen für das neue Produkt zu arbeiten.¹⁵

¹⁵ Vgl. Moser, C. (2012)

7.1.1 Brainstorming

Beim Brainstorming werden in einer Gruppe in kurzer Zeit möglichst viele Ideen generiert, ohne dabei zu werten. Durch die Diskussion regen sich die Teilnehmer gegenseitig zu neuen Ideen an. In einem zweiten Schritt werden die Ideen bewertet und aussortiert.¹⁶

7.1.2 Methode 635

Bei dieser Methode schreiben sechs Teilnehmer drei Ideen auf ein Blatt und reichen es nach jeweils fünf Minuten weiter. Die sechs Formulare rotieren danach für weitere fünf Minuten reihum, sodass jeder Teilnehmer am Ende auf jedem Formular drei Ideen verfasst hat. Bereits notierte Ideen sollten so zu weiteren Überlegungen anregen. Die niedergeschriebene Idee kann eine Ergänzung der Vorgängeridee sein, eine Variation davon oder eine völlig neue Idee. So entstehen in 30 Minuten 108 Ideen, die in den weiteren Lösungsfindungsprozess einfließen können.¹⁷

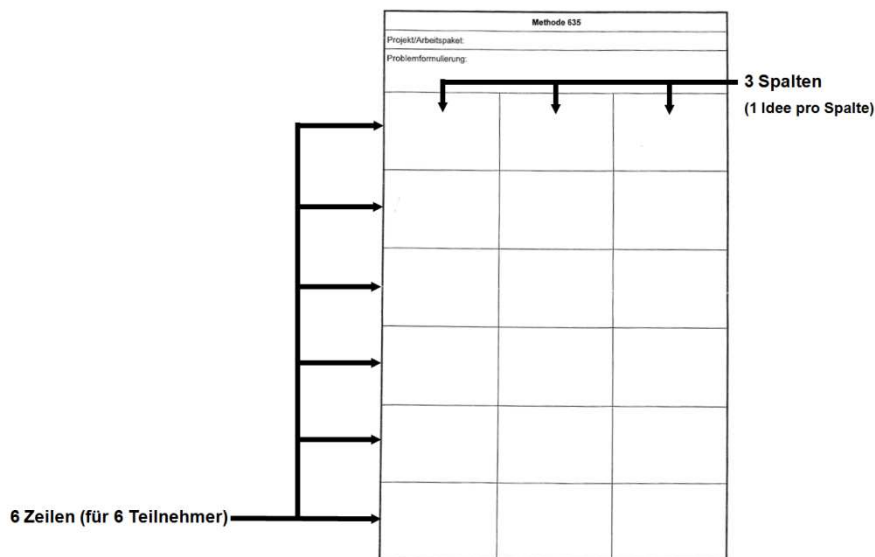


Abbildung 36: Arbeitsblatt Methode 635

7.1.3 Brainwriting

Das Brainwriting ist eine flexiblere Variante der Methode 635. Bei dieser Methode ist der starre Rotationszyklus der Methode 635 aufgehoben. Teilnehmer gruppieren sich um ei-

¹⁶ Vgl. Moser, C. (2012) und Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012)

¹⁷ Vgl. Moser, C. (2012) und Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012)

nen großen Tisch. Jeder Teilnehmer erhält ein Formblatt, zusätzlich werden weitere Blätter, auf denen bereits zwei bis vier Ideen eingetragen sind, auf den Tisch gelegt. Nach der Präsentation der Aufgabenstellung tragen die Teilnehmer ihre Ideen in ihr eigenes Leerformular ein, wobei es ihnen offen steht, wie viele Ideen in welcher Zeit niedergeschrieben werden. Fallt einem Teilnehmer keine neue Idee mehr ein, dann tauscht er das eigene Blatt mit einem Blatt aus der Tischmitte aus, lässt sich von den dort aufgeführten Ideen anregen und schreibt weitere Ideen hinzu. Wie bereits bei der Methode 635 können auch hier vorhandene Ideen zu weiteren Denkanstößen beitragen.¹⁸

7.1.4 Osborn-Checkliste

Bei einer Problemlösung werden meistens nur einige Aspekte betrachtet, die dann mit zahlreichen Ideen angereichert werden. Zur Erweiterung des betrachteten Problemumfeldes und seiner Lösungsansätze können vorbereitete Fragesequenzen eingesetzt werden. Die Osborn-Checkliste dient dazu, das kreative Denken gezielt in verschiedene, auch andersartige Bereiche zu lenken, wodurch man auf neue Potenziale aufmerksam wird und sich nicht gleich mit einer vermeintlich neuen Lösung zufrieden gibt.

Sie besteht aus neun Kategorien, ist allgemein gehalten und dient daher als Anregung, um für bestimmte Bereiche spezifische Fragenkataloge zu erstellen. Die Methode kann sehr gut zur Produkt- und Verfahrensentwicklung eingesetzt werden.

Zunächst wird überlegt, welche Fragestellungen aus der Osborn-Checkliste relevant sind. Danach werden diese auf die Aufgabenstellung angewendet, um Variationen des Produktes zu finden. Zur Protokollierung eignet sich eine Mind-Map an einer Pinnwand. Anschließend kann eine Auswahl der verwendeten Lösungen getroffen werden. Die Bearbeitung sollte nicht schon bei der ersten brauchbar erscheinenden Lösung abgebrochen werden, da dies zu einer Vermischung zwischen Ideengewinnung und -bewertung führen würde. Die einzelnen Unterpunkte der Checkliste sollten daher nicht nur kurz überflogen, sondern jeweils in einer Art Kurzbrainstorming auf Lösungsmöglichkeiten hin untersucht werden.¹⁹

¹⁸ Vgl. Moser, C. (2012) und Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012)

¹⁹ Vgl. Moser, C. (2012) und Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012)

7.1.5 Morphologischer Kasten

Mit dieser Methode soll es möglich sein, zu einem gegebenen Problem ein „Totallösungssystem“ aufzubauen, das alle denkbaren Lösungsmöglichkeiten oder -richtungen in geordneter Form enthält. Diese Ideenvielfalt wird durch die systematische Zerlegung komplexer Sachverhalte in abgrenzbare Teile, Gestaltvariation von Einzelementen, Kombination von Einzelementen zu neuen Gesamtlösungen erzeugt.

Nach der Analyse, der Definition und gegebenenfalls der zweckmäßigen Verallgemeinerung des Problems werden die Parameter des Problems bestimmt. Parameter sind bei allen denkbaren Lösungen wiederholt auftauchende Merkmale, die unterschiedlich gestaltet sein können. Es sind sozusagen die gemeinsamen Variablen. Ihr Auffinden wird über die Fragestellungen erleichtert:

- Worin (Merkmale, Eigenschaften, Komponenten) können sich denkbare Lösungen unterscheiden?
- Welche Lösungskomponenten lassen unterschiedliche Gestaltungen zu?

Die Parameter werden dann in der Vorspalte der Tabelle angeordnet. Nun werden für alle Parameter Ausprägungen gesucht, d. h. jene Ausgestaltungen, die sie theoretisch und praktisch annehmen können. Jede mögliche Kombination je einer Ausprägung aus jeder Zeile stellt eine Lösung im morphologischen Kasten dar, die beispielsweise mit einem Zickzack-Linienzug markiert werden kann. Das Herausfinden gut geeigneter Lösungen ist ein Prozess, bei dem gedanklich sehr viele Kombinationen durchzuspielen sind

Der kritischste Schritt bei der Erstellung eines morphologischen Kastens ist das Auffinden der Parameter. Hilfstechiken hierfür sind:

- Funktions- und Ablaufanalysen
- Blockdiagramme
- systematische Vorüberlegungen
- Visualisierung jeglicher Art.

Es empfiehlt sich, zunächst eine Diskussionsliste möglicher Parameter aufzustellen und diese zu diskutieren sowie zu überarbeiten. Die Parameter müssen voneinander logisch unabhängig sein, auf alle denkbaren Lösungen zutreffen und konzeptionelle Relevanz haben. Das Aufbauen eines morphologischen Kastens erfordert daher fundiertes fachliches Wissen über den betreffenden Problembereich. Er ist besonders geeignet für komplexe Probleme, da sehr viele Informationen in verdichteter Form aufgenommen werden können.²⁰

²⁰ Vgl. Moser, C. (2012) und Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012)

7.2 Ideenfindung

Wie bereits in der Analyse des Ist-Standes – VIKING Gartenhäcksler GE 35 L – wird auch für die Ideenfindung die Schneideinheit des Gartenhäckslers in drei Baugruppen aufgeteilt:

- Elektromotor
- Untersetzung
- Schneidwalze

7.2.1 Motor

Die Geschichte des Elektromotors begann im Jahr 1820. Der Däne Hans Christian Ørsted ebnete die Grundlage für die Entwicklung des Elektromotors. Ørsted entdeckte, dass sich ein Magnetfeld um stromdurchflossene Leiter bildet. Die Lorbeeren dafür heimste im gleichen Jahr der Physiker Michael Faraday ein. Der Engländer entwickelte den ersten Elektromotor. In seiner Arbeit über „elektromagnetische Rotation“ zeigt er Folgendes auf: Wickelt man einen Draht auf eine Spule auf lässt durch diesen Strom fließen, verstärken sich die einzelnen Magnetfeldlinien. Dadurch herrscht in der Spule ein homogenes Feld, das abhängig ist von der Stromstärke. Der Elektromagnetismus ist allesentscheidend für den Elektromotor.

In den nächsten Jahren versuchten sich immer wieder Menschen an der Weiterentwicklung des E-Motors. Elektrische Energie konnte mit Hilfe von kleinen Maschinen immer häufiger in mechanische Energie umgewandelt werden. Der technische Nutzen wurde jedoch zu dieser Zeit noch nicht erreicht. Dies gelang Hermann Jacobi erst im Jahr 1834. Der von ihm entwickelte E-Motor verfügte über eine Leistung von 220 Watt. Vier Jahre später trieb der Motor ein mit sechs Männern bestücktes Boot an. Ein weiteres Highlight für den E-Motor ist die Erfindung des elektrischen Generators durch Ányos Jedlik. Im Jahre 1861 entwickelte er den Generator, der jedoch erst später von Werner von Siemens 1866 zum Patent angemeldet wurde.

1866 betritt Werner Siemens die Bühne der Elektromotoren. Er entdeckt eine bahnbrechende Eigenschaft des E-Motors. Ein Elektromotor kann nicht nur elektrische in mechanische, sondern auch mechanische in elektrische Energie umwandeln. Dank dieser Entdeckung konnten so nun Unmengen an elektrischen Strom erzeugt werden. Dieses Prinzip greift noch heute.

Der Elektromotor verbreitete sich rasend schnell. Die Bahn gehörte zu den ersten Nutznießern. In den USA wurde im Jahre 1884 die erste elektrische Bahnstrecke feierlich eröffnet. Kurze Zeit später gab es 20.000 Kilometer elektrifizierte Bahnstrecke in Amerika. London zog 1890 nach und stattete ihre U-Bahn mit Elektrizität aus. Um 1900 verfügte auch Berlin über eine elektrische Straßenbahn. Bei den ersten Autos durfte der Elektro-

motor natürlich nicht fehlen. Um 1900 liefen in den USA bereits 40 Prozent der Kraftwagen auf E-Motoren. Im 20. Jahrhundert fanden sich die ersten elektrischen Werkzeuge in Betrieben wieder. Bis 1940 wurden so gut wie alle Haushalte an das Stromnetz angeschlossen. Dadurch fanden auch immer mehr Elektromotoren in die Haushalte Einzug, z.B. in Waschmaschinen.

7.2.1.1 Schleifringläufermotor

Der Ständer des Schleifringläufermotors hat den gleichen Aufbau wie der des Kurzschlussläufermotors.

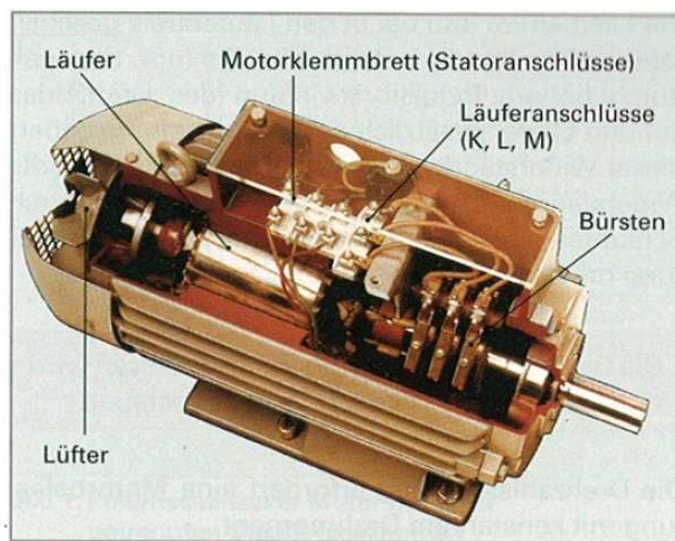


Abbildung 37: Schleifringläufermotor

Die Läuferwelle trägt das Blechpaket und die Schleifringe. In den Nuten des Läuferblechpaketes ist die Läuferwicklung untergebracht. Die Läuferwicklung hat fast immer drei Stränge (Dreiphasenwicklung), die meist in Stern, selten in Dreieck geschaltet sind. Die Läuferwicklung ist an drei Schleifringe angeschlossen. Die Verbindung zu den Schleifringen wird durch drei Kohlebürsten hergestellt. Über drei Kohlebürsten können Wirkwiderstände in den Läuferkreis geschaltet werden. Diese verwendet man zum Anlassen oder zur Drehzahlsteuerung.

Bei kurzgeschlossenen Läuferanschlüssen ruft die im Läufer induzierte Spannung Ströme in der Läuferwicklung hervor. Ständerdrehfeld und Läuferströme bewirken ein Drehmoment.

Der Schleifringläufermotor mit kurzgeschlossenen Schleifringen wirkt wie ein Kurzschlussläufermotor.

Schaltet man in den Läuferstromkreis des Schleifringläufermotors Anlasswiderstände, so kann die Stromaufnahme während des Anlaufs wesentlich verkleinert werden. Wegen des hohen Wirkanteiles des Läuferstromes steigt zugleich das Anlaufmoment beträchtlich. Die Momentenkennlinie verläuft flacher, das Kippmoment wird in den Anlaufbereich verschoben.

Schleifringläufer entwickeln ein hohes Anzugsmoment bei kleinem Anzugsstrom d.h. sie können unter Last anlaufen.

Verringert man beim Anlaufen des Motors den Anlasswiderstand in Stufen, so kann der Motor bei richtiger Einstellung des Läuferanlassers gegen ein großes Lastmoment sanft anlaufen – Anlaufstromspitzen werden dabei vermieden.

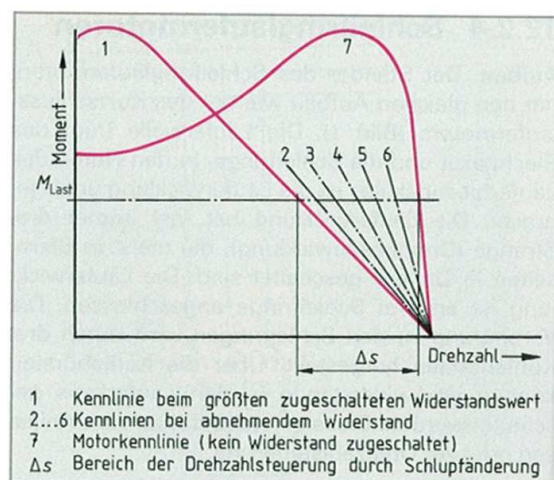


Abbildung 38: Drehzahlsteuerung bei Schleifringläufermotoren durch Zuschaltung von Widerständen

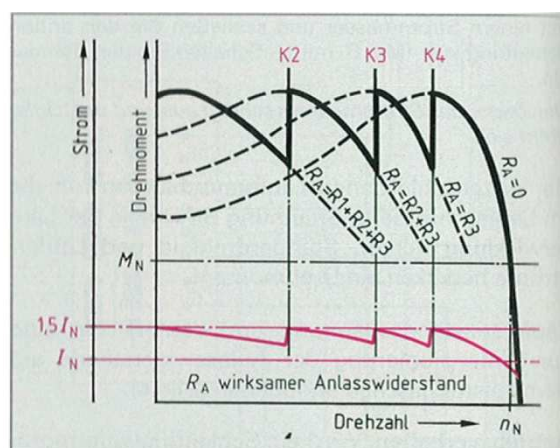


Abbildung 39: Drehmoment und Anlaufstrom eines Schleifringläufermotors mit dreistufigem Anlasswiderstand

Vorteile von Schleifringläufermotoren

- niedriger Anlaufstrom
- hohes Anlaufdrehmoment
- Drehzahlsteuerung möglich
- sanftes Anlaufen bei großer Last möglich

Nachteile von Schleifringläufermotoren

- lange Anlaufphase
- Wartungsintensiv
- Geringerer Wirkungsgrad als Käfigläufermotoren

7.2.1.2 Synchronmotor

Der Ständer des Synchronmotors ist wie der Asynchronmotor aufgebaut. Im Ständerblechpaket befindet sich eine Drehstromwicklung zur Erzeugung des magnetischen Drehfeldes. Der Läufer mit massiven oder aus Blechen gefertigten Kern trägt eine Erregerwicklung, der über Schleifringe Gleichstrom zugeführt wird. Er wirkt als Elektromagnet. Seine Polzahl ist so groß wie die Polzahl der Ständerwicklung. Bei kleineren Motoren werden auch Permanentmagnetläufer verwendet.

Beim Einschalten hat das Ständerdrehfeld sofort die Drehzahl entsprechend seiner Polzahl und der Netzfrequenz. Die Pole des Läufers werden durch die Gegenpole des Ständerdrehfeldes angezogen und kurz darauf von dessen gleichartigen Polen abgestoßen. Das Polrad kann wegen seiner Massenträgheit nicht sofort der Drehfeldzahl folgen.

Erreicht der Läufer durch eine Anlaufhilfe, z.B. einen Anlaufkäfig, annähernd die Drehfelddrehzahl, wird er in die Drehfelddrehzahl „hingezogen“ und läuft mit ihr weiter.

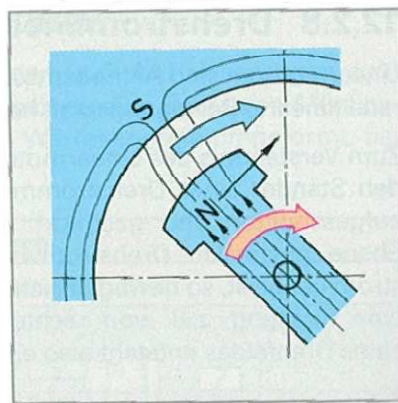


Abbildung 40: Kraftwirkung auf den sich drehenden Läufer

Hat der Läufer eine zusätzliche Kurzschlusswicklung, so kann der Synchronmotor als Asynchronmotor anlaufen. Nach Einschalten des Erregerstromes läuft er dann als Synchronmotor weiter. Während des asynchronen Anlaufes muss die Erregerwicklung über einen Widerstand geschlossen sein, damit die in ihr induzierte Spannung nicht die Wicklungsisolierung durchschlägt.

Nach dem Anlaufen dreht sich der Synchronmotor mit der Drehzahl des Drehfeldes. Wird er belastet, so nimmt der Abstand der Pole des Polrades von den Polen des Drehfeldes zu. Das Polrad bleibt um den Lastwinkel hinter dem Drehfeld und damit hinter der Leerlaufstellung des Polrades zurück.

Synchronmotoren erreichen auch bei Belastung die Drehfelddrehzahl.

Das Drehmoment ist zunächst umso größer, je größer der Lastwinkel ist. In der Mitte zwischen zwei Polen des Ständers erhält das Polrad die größte Kraft, da der in Drehrichtung voreilende Pol das Polrad zieht, der nacheilende Pol aber schiebt. Bei einer zweipoligen Maschine ist dabei der Lastwinkel 90° . Bei Vergrößerung des Lastwinkels lässt die Kraft des voreilenden Poles auf das Polrad stark nach. Das größte Drehmoment wird also zwischen zwei Ständerpolen entwickelt.

Synchronmotoren haben meist ein Kippmoment, das doppelt so groß ist wie das Nennmoment. Bei Belastung über das Kippmoment löst sich die magnetische Verbindung zwischen Stator und Polrad. Der Läufer bleibt stehen. Synchronmotoren sind gegen Spannungsabsenkung weniger empfindlich als Asynchronmotoren. Die magnetische Flussdichte des Drehfeldes und das Drehmoment nehmen im gleichen Verhältnis wie die Spannung ab.

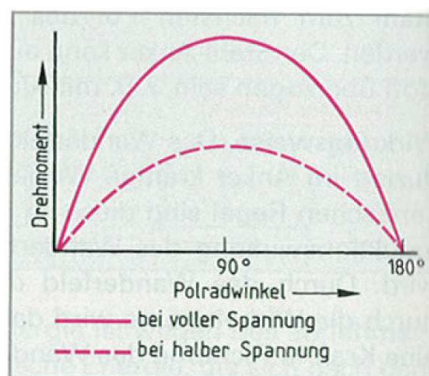


Abbildung 41: Drehmoment in Abhängigkeit vom Lastwinkel

Wird ein Synchronmotor mit einem Erregerstrom betrieben, der höher als sein Nenn-Erregerstrom ist, spricht man vom übererregtem Betrieb. Der Motor wirkt gleichzeitig wie ein Generator und liefert Blindleistung in das Netz.

Wegen der konstanten Drehzahl werden Synchronmotoren auch als Wechselstrom-Kleinmotoren verwendet. Diese Motoren haben meist Permanentmagnetläufer.

Vorteile von Synchronmotoren

- hoher Wirkungsgrad
- weniger empfindlich gegen Spannungsabsenkung als Asynchronmotoren
- stabile Drehzahl (belastungsunabhängig)
- kompakter als Asynchronmaschinen

Nachteile von Synchronmotoren

- mechanische Drehschwingungen des Läufers
- erschwelter Selbstanlauf

7.2.1.3 Spaltpolmotor

Der Ständer des Spaltpolmotors hat ausgeprägte Pole. Von diesen ist ein kleiner Teil durch eine Nut abgespalten. Um diesen Spaltpol liegt eine Kurzschlusswicklung.

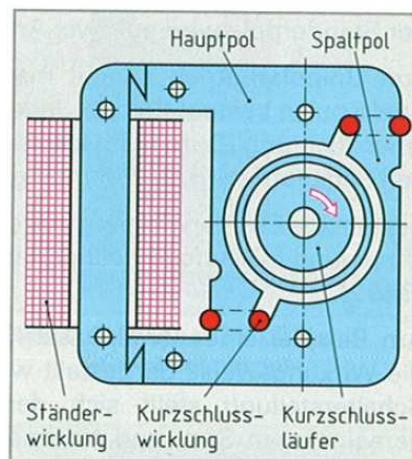


Abbildung 42: Spaltpolmotor in asymmetrischer Ausführung (2-polig)

Durch die Kurzschlusswicklung geht nur ein Teil der von der Ständerwicklung erzeugten Feldlinien. Dadurch entsteht eine große Streuung: Zwischen dem Strom in der Ständerwicklung und dem in der Kurzschlusswicklung fließenden Strom tritt eine Phasenverschiebung auf. Die beiden phasenverschobenen Ströme erzeugen ein magnetisches Feld. Dieses ungleichmäßige Drehfeld dreht einen Kurzschlussläufer.

Spaltpmotoren sind robust und kostengünstig herzustellen. Wegen ihres geringen Wirkungsgrades von nur etwa 30% werden sie für kleine Leistungen bis 300W gefertigt.

Vorteile von Spaltpolmotoren

- sehr einfacher und robuster Aufbau
- Preiswert
- hohe Laufruhe
- wartungsfrei
- hohe Lebensdauer

Nachteile von Spaltpolmotoren

- geringer Wirkungsgrad
- schlechter Leistungsfaktor
- nur für kleine Leistungen verwendbar
- keine Drehrichtungsumkehr

7.2.1.4 Schrittmotor

Gleichstromwicklungen, die sich im Stator eines Motors befinden, können durch Gleichstromimpulse wechselnder Polarität angesteuert werden. Ändert sich die Stromrichtung in den einzelnen Wicklungen, werden sie umgepolt. Erfolgt die Umpolung nacheinander in einer Richtung, so entsteht ein Drehfeld, das seine Lager abhängig der Impulsgeschwindigkeit schrittweise oder mit einer festliegenden, gleichbleibenden Drehgeschwindigkeit ändert.

Ein Permanentmagnetläufer stellt sich jeweils auf die Polarität des Ständerfeldes ein.

Der Läufer eines Schrittmotors kann zu schrittweiser oder gleichförmiger Drehbewegung angesteuert werden.

Schrittmotoren werden ein- oder mehrphasig hergestellt.

Man spricht von Unipolarbetrieb, wenn jede Erregerwicklung aus zwei Spulen besteht. Jede Spule erzeugt einen Magnetfluss in einer Richtung. Durch Umschaltung der Spulen mit den zugehörigen Schaltern wird die Polarität geändert.

Besteht die Erregerwicklung aus einer Spule, deren Stromrichtung zur Umpolung fortlaufend geändert wird, spricht man von Bipolarbetrieb.

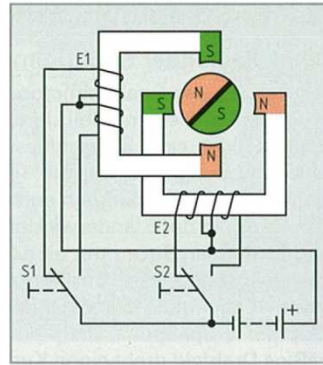


Abbildung 43: Zweiphasen-Schrittmotor (unipolarer Aufbau)

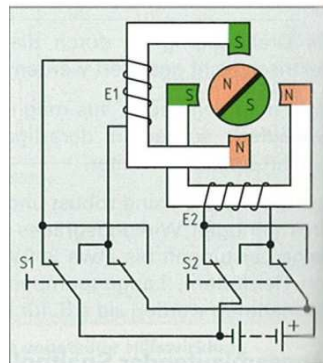


Abbildung 44: Zweiphasen-Schrittmotor (bipolarer Aufbau)

Der Drehsinn eines Schrittmotors lässt sich durch Änderung der Reihenfolge der Stromimpulse umkehren.

Da mechanische Schalter große Schaltenergie benötigen, einer Abnutzung unterliegen und nur geringe Schaltgeschwindigkeit zulassen, werden Schrittmotoren mit elektronischen Steuerungen betrieben.

Schrittmotoren wandeln elektrische Steuerimpulse in die entsprechenden mechanischen Schrittfolgen ohne Schrittfehler um.

7.2.1.5 Gleichstrommotor

Gleichstrommaschinen haben unabhängig von ihrer Verwendung als Generator oder Motor gleichen Aufbau und Anschlussbezeichnung.

Gleichstrommotoren entwickeln ein großes Anzugsmoment und erlauben eine stufenlose Drehzahlsteuerung. Ihre Drehzahl kann weit über der von Drehfeldmotoren liegen.

Die vom Gleichstrom durchflossene Erregerwicklung baut das Erregermagnetfeld auf, das sich über den Anker schließt. Befindet sich im Anker eine stromdurchflossene Leiterschleife, so überlagert sich das Magnetfeld der Leiterschleife unter jedem Hauptpol mit

dem Erregermagnetfeld. Auf die Leiterschleife wirkt unter jedem Pol eine Kraft. Es entsteht ein Drehmoment, das sie Leiterschleife in die neutrale Zone dreht. In der neutralen Zone entsteht kein Drehmoment. Kann sich die Leiterschleife durch ihre Bewegungsenergie über die neutrale Zone hinaus drehen, muss die Stromrichtung in der Ankerschleife umgepolt werden, um eine fortlaufende Drehbewegung zu erhalten. Um ein gleichmäßiges und hohes Drehmoment zu bekommen, ersetzt man die Leiterschleife durch mehrere am Ankerumfang verteilte Spulen.

Zur Drehrichtungsumkehr von Gleichstrommotoren wird der Ankerstrom umgepolt.

Gleichstrommotoren haben einen kleinen Ankerwiderstand. Beim Anschließen an die volle Netzspannung würde als Einschaltstrom ein Vielfaches des Nennstromes fließen. Daher wird der Anlaufstrom durch Anlasswiderständen begrenzt.

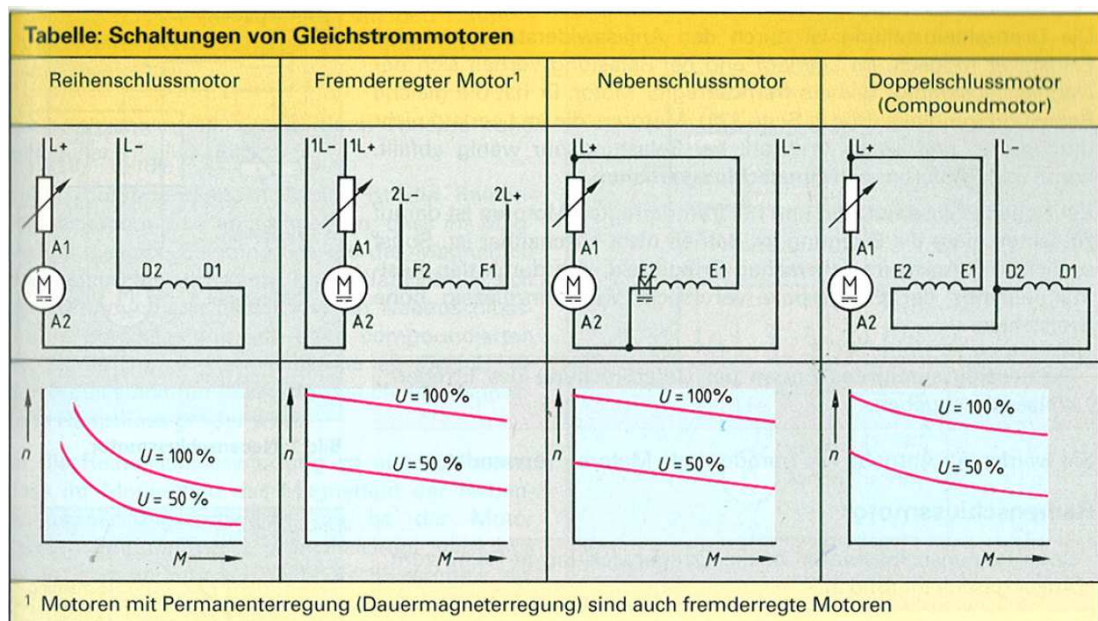


Tabelle 5: Schaltung von Gleichstrommotoren

Fremderregter Motor

Bei fremderregten Motoren wird der Erregerstrom von einer unabhängigen Spannungsquelle geliefert.

Motoren mit Dauermagneten anstelle der Erregerwicklung sind ebenfalls fremderregte Motoren.

Zum Anlassen und zum Herabsetzen der Drehzahl senkt man die Ankerspannung, z.B. durch Anlasswiderstände. Zum Erhöhen der Drehzahl über die Nenndrehzahl hinaus ver-

ringert man die Erregerspannung, z.B. durch Feldsteller. Oft werden Ankerstromkreis und Erregerstromkreis über Gleichrichter aus dem Wechsel- oder Drehstromnetz gespeist.

Das fremderregte Erregerfeld ist unabhängig vom Anker. Es behält Stärke auch bei einem Rückgang der Ankerspannung. Die Drehzahl fremderregter Motoren bleibt dadurch bei Lastschwankungen noch stabiler als die von Nebenschlussmotoren.

Gleichstrommotoren für kleine Betriebsdrehzahlen benötigen Fremdkühlung.

Nebenschlussmotor

Beim Nebenschlussmotor liegt die Erregerwicklung parallel zum Anker.

Die Drehzahleinstellung ist durch den Anlasswiderstand und den Feldsteller möglich. Im Leerlauf und bei Belastung verhält sich der Nebenschlussmotor wie ein fremderregter Motor. Motoren, die im Leerlauf nicht durchgehen und deren Drehzahl bei Belastung nur wenig abfällt, nennt man Motoren mit Nebenschlussverhalten.

Nebenschlussmotoren können bei Unterbrechung des Erregerkreises durchgehen.

Reihenschlussmotor

Beim Reihenschlussmotor ist die Erregerwicklung in Reihe zum Anker geschaltet. Zum Anlassen und zur Drehzahlsteuerung bis zur Nenndrehzahl wird dem Motor ein Anlasswiderstand vorgeschaltet. Beim Reihenschlussmotor fließt der gesamte Ankerstrom auch durch die Erregerwicklung.

Reihenschlussmotoren haben von allen Motoren das größte Anzugsmoment und gehen im Leerlauf durch.

Bei Belastung von Reihenschlussmotoren nimmt der Ankerstrom und damit der Erregerstrom zu: Die Drehzahl verringert sich stark, während das Drehmoment zunimmt. Die Drehzahl von Reihenschlussmotoren ist stark lastabhängig.

Doppelschlussmotor

Beim Doppelschlussmotor befinden sich auf den Hauptpolen eine Nebenschluss- und eine Reihenschlusswicklung. Die Drehzahleinstellung ist durch Anlasser und Feldsteller möglich.

Bei diesem Motor ist die Reihenschlusswicklung so angeschlossen, dass ihr Magnetfeld dieselbe Richtung hat wie das Magnetfeld der Nebenschlusswicklung. Im Leerlauf verhält

sich der Motor wie ein Nebenschlussmotor. Bei Belastung fällt die Drehzahl etwas stärker ab, da durch den starken Ankerstrom auch der magnetische Hauptfluss größer wird.

Doppelschlussmotoren werden eingesetzt, wenn das Anzugsmoment von Nebenschlussmotoren zu klein ist.

7.2.1.6 Universalmotor

Reihenschlussmotoren für Wechselspannung (Einphasen-Reihenschlussmotor) haben wegen der Wirbelstromverluste geblechte Ständer und Läufer. Der Ständer besitzt ausgeprägte Pole zur Aufnahme der Erregerwicklung.



Abbildung 45: Universalmotor

Der Universalmotor entspricht im Aufbau einem Reihenschlussmotor.

Bei Anschluss an Wechselspannung ändert sich die Erreger- und Ankerstromrichtung gleichzeitig. Damit wirkt das entsprechende Drehmoment in gleichbleibender Richtung.

Universalmotoren haben ein Betriebsverhalten wie Reihenschlussmotoren.

Wechselstrom verursacht in der Erregerwicklung einen induktiven Blindwiderstand, der den Strom und die Motorleistung vermindert. Um den Blindwiderstand zu begrenzen, betreibt man Universalmotoren an Wechselspannung mit verringerter Erregerwindungszahl. Universalmotoren sind die am meisten verwendeten Kleinmotoren. Sie erreichen höhere

Drehzahlen als Einphasen-Asynchronmotoren und dadurch bei kleiner Baugröße hohe Antriebsleistung. Da ihr Anker meist mit Lüfter und Getriebe verbunden ist, besteht kaum die Gefahr des Durchgehens. Durch das Bürstenfeuer bedingte Funkstörungen werden mit Entstör-Kondensatoren beseitigt.²¹

Vorteile von Universalmotoren

- großes Moment bei kleiner Drehzahl
- großes Anzugsmoment
- geringere Bedarf an Eisen und Kupfer im Vergleich zu Asynchronmotoren

Nachteile von Universalmotoren

- höhere Herstellungskosten als Asynchronmaschine
- Drehzahländerung bei Belastung
- Lärmentwicklung
- nicht wartungsfrei
- Möglichkeit von Bürstenfeuer
- Funkentstörung nötig

²¹ Vgl. Bastian et al. (1999)

7.2.2 Untersetzung

Da die Drehzahl der Antriebswelle des Elektromotors für die Schneidwalze zu hoch ist, muss diese mit Hilfe einer Untersetzung auf den passenden Wert reduziert werden.

Für die Betrachtung der unterschiedlichen Untersetzungsmöglichkeiten wird der Elektromotor des VIKING Gartenhäckslers GE 35 L als Grundlage verwendet. Dieser Elektromotor hat an der Antriebswelle eine Nenndrehzahl von 2.845 U/min und ein Nennmoment von 8,4 Nm. Der Durchmesser der Motorwelle ist 20mm.

7.2.2.1 Riementriebe

Riementriebe sind Zugmitteltriebe und für die Leistungsübertragung zwischen parallel oder unter beliebigem Winkel zueinander liegenden Wellen geeignet. Es gibt unverzahnte Riemen (Keil-, Flachriemen) und verzahnte Riemen (Zahnriemen). Die unverzahnten Riemen sind kraftschlüssig, die verzahnten formschlüssigen Zugmittel. Die bei den unverzahnten Riemen zur Erzeugung des Reibschlusses erforderliche Anpresskraft wird durch entsprechende Spannung des Riemens erzeugt. Dies bewirkt jedoch eine zusätzliche radiale Belastung der Welle und der Lager.²²

Vorteile gegenüber Zahnrad- und Kettentrieben

- Elastische Kraftübertragung
- geräuscharmer Lauf
- stoßgedämpfter Lauf
- einfacher, preiswerter Aufbau
- keine Schmierung erforderlich
- geringer Wartungsaufwand
- große Übersetzung in einer Stufe realisierbar

Nachteile gegenüber Zahnrad- und Kettentrieben

- Durch die Dehnung des Riemens bedingter Schlupf
- Größerer Wellenbelastung
- Größerer Platzbedarf
- Begrenzter Temperaturbereich

²² Vgl. Matek et al. (1995). *Roloff/Matek Maschinenelemente*.

Für eine erste Betrachtung wird eine einstufige Untersetzung unter Verwendung eines Keilriemens mit einer Breite von 10mm verwendet.

Die benötigte Drehzahl der Schneidwalze wird gleich wie beim Walzenhäcksler GE 35 L angenommen. Dadurch ergibt sich dasselbe Untersetzungsverhältnis.

$$i_{ges} = \frac{n_{Motor}}{n_{Walze}} = 68,7$$

Berechnung Wirkdurchmesser Riemenscheiben

$$d_{d-Motor} = \min. 50mm$$

$$d_{d-Walze} = i_{ges} * d_{d-Motor} = \min. 3435mm$$

Durch das große Verhältnis der Motordrehzahl zur Drehzahl der Schneidwalze wird bei einer einstufigen Untersetzung mit Hilfe eines Keilriemens eine Riemenscheibe mit einem Wirkdurchmesser von fast 3,5m benötigt. Diese Größe kann natürlich nicht umgesetzt werden.

Um die Größe der Riemenscheiben auf eine Maximalgröße von 300mm zu beschränken, wurde man eine 12-stufige Untersetzung benötigen.

Da dieser Aufbau auch viel Platz benötigen würde und zudem sehr aufwendig wäre, wird diese Art der Untersetzung nicht weiterverfolgt.

7.2.2.2 Kettentriebe

Kettentriebe werden wegen ihrer Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit vielseitig für Leistungsübertragungen verwendet.

Kettentriebe nehmen hinsichtlich ihrer Eigenschaften, des Bauaufwandes, der übertragbaren Leistung und der Anforderung an Wartung eine Mittelstellung zwischen den Riemen- und Zahnradtrieben ein.²³

Vorteile von Kettentrieben

- Formschlüssig und schlupffreie Leistungsübertragung
- Geringe Lagerbelastung, da Ketten ohne Vorspannung laufen

²³ Vgl. Matek et al. (1995). *Roloff/Matek Maschinenelemente*.

- Unempfindlich gegen hohe Temperaturen, Feuchtigkeit und Schmutz
- Kleinere Bauabmessungen bei gleicher Leistung

Nachteile von Kettentrieben

- Unelastische, starre Kraftübertragung
- Lärmintensiver Lauf
- Teurer als leistungsmäßig vergleichbare Riementriebe

Auch hier führt das große Verhältnis zwischen Motordrehzahl und Drehzahl der Schneidwalze zu nicht umsetzbaren Größen der Kettenräder. Die Außendurchmesser der Kettenräder könnten im Vergleich zum Wirkdurchmesser der Keilriemenscheiben etwas kleiner gewählt werden. Würde am Motor ein Kettenrad mit einem Durchmesser von 28 mm verwendet, würde aber an der Schneidwalze immer noch ein Kettenrad mit einem Durchmesser von 1,9 m benötigt. Daher wird diese Möglichkeit der Untersetzung auch nicht weiterverfolgt.

7.2.2.3 Planetengetriebe

Da eine Untersetzung mit Hilfe von Riemen- und Kettentrieben aus den vorher beschriebenen Gründen nicht umsetzbar ist, wird weiterhin das bestehende Planetengetriebe verwendet.

Vorteile von Planetengetrieben

- Übertragung hoher Drehmomente möglich
- Kompakte Bauweise (geringes Volumen)

7.2.3 Walze

Bei den meisten, am Markt erhältlichen Walzenhäckslern wird eine Schneidwalze verbaut, die ähnlich wie ein geradverzahnter Walzenfräser aussieht.

Daher wurden für die Ideenfindung zuerst verschiedene Formen von Walzenfräsern betrachtet.

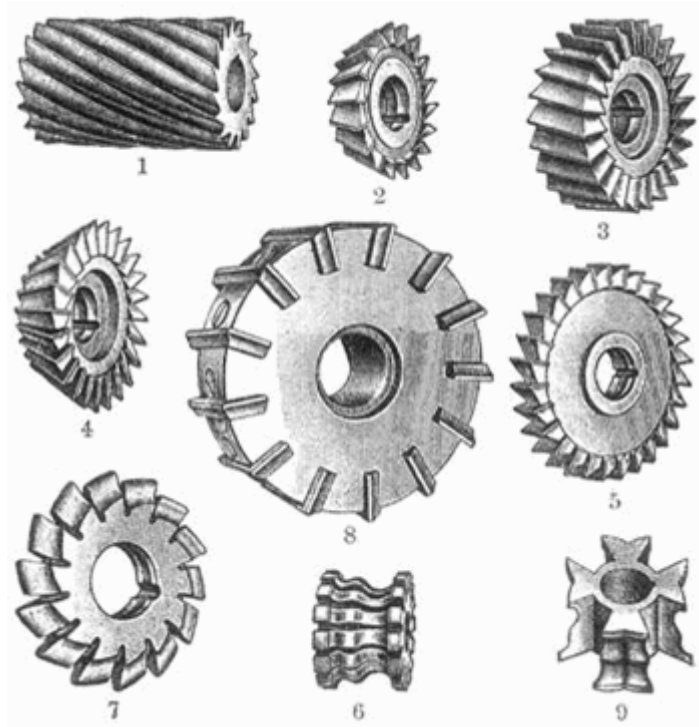


Abbildung 46: Verschiedene Typen von Fräsern ²⁴

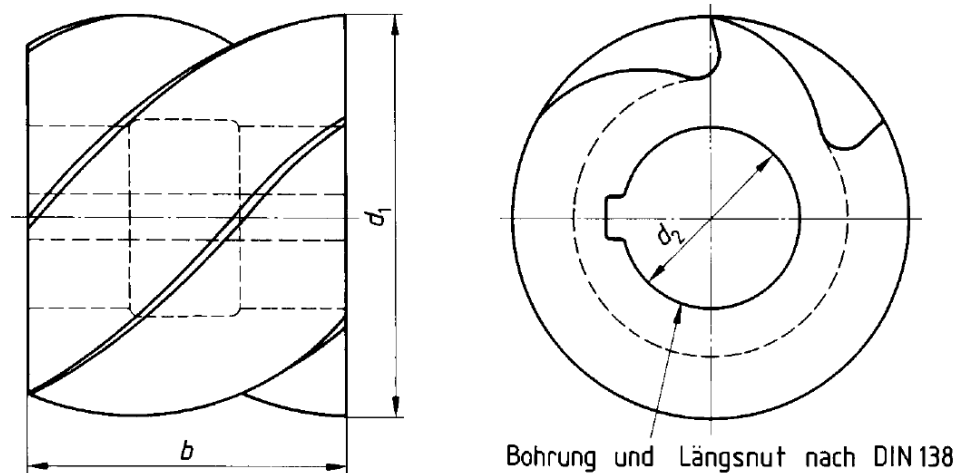
7.2.3.1 Schrägverzahnte Walze

Bei einer Schrägverzahnung sind die Zähne der Schneidwalze nicht parallel zur Drehachse der Walze angeordnet. Dies führt dazu, dass bei einem Schneidvorgang nicht gleichzeitig der ganze Zahn im Eingriff ist und dadurch Kraft gespart wird.

Durch die Schrägstellung entsteht aber eine erhöhte Kraft in axialer Richtung, die zu einer Abnützung am Aluminiumgehäuse der Schneideinheit führen könnte. Zusätzlich führt die Schrägstellung der Schneidzähne dazu, dass das Astmaterial immer in eine Richtung gelenkt wird.

Zudem sind die Herstellkosten einer schrägverzahnten Schneidwalze höher als jene einer geradverzahnten Walze.

²⁴ www.zeno.org: Walzenfräser.

Abbildung 47: Walzenfräser DIN 884 ²⁵

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	befriedigend
Max. Aststärke (Durchmesser)	befriedigend
Verarbeitung von Weichmaterial	befriedigend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 6: Bewertung schrägverzahnte Schneidwalze

7.2.3.2 Oberfläche Walze glatt – Material bleibt nicht in Zwischenräumen

In den Zahnzwischenräumen der Walze wird das Häckselmaterial gequetscht. Mit der Zeit bleibt das gequetschte Material in diesen Zwischenräumen hängen, so dass der Häcksler verstopft. Bei der Schneidwalze des VIKING Gartenhäckslers GE 35 L ist in diesem Bereich die Oberfläche aufgeraut. Dies könnte eine Ursache für das Hängenbleiben und das Verstopfen der Walze sein.

²⁵ DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1981).

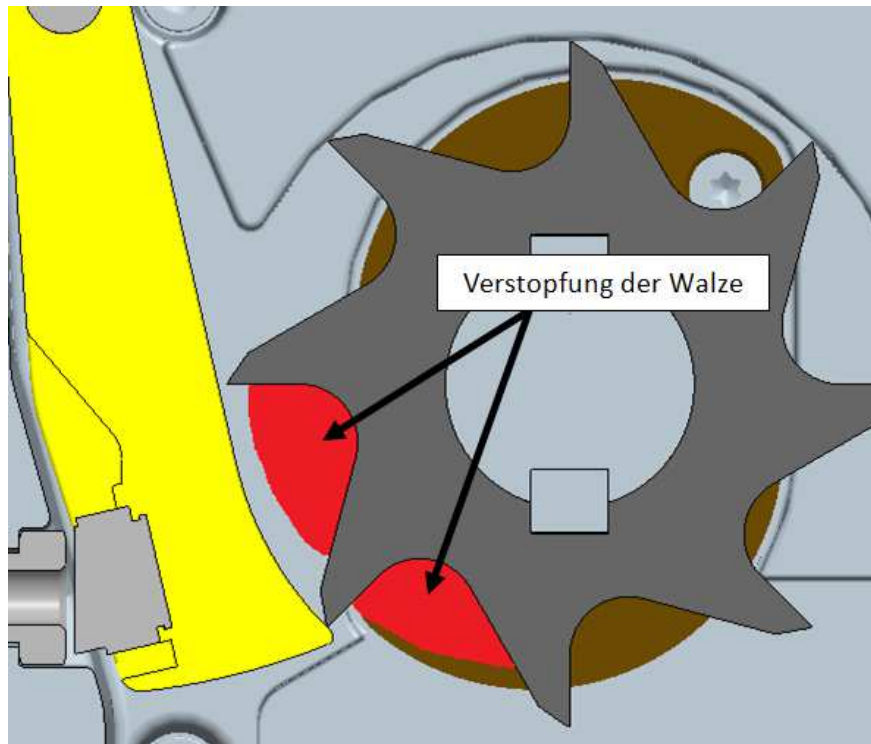


Abbildung 48: Verstopfung der Walze

Versuche mit einer polierten Oberfläche im Bereich der Zahnzwischenräume brachten keine Verbesserung.

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	befriedigend
Max. Aststärke (Durchmesser)	befriedigend
Verarbeitung von Weichmaterial	befriedigend
Herstellkosten	befriedigend

Tabelle 7: Bewertung Schneidwalze mit glatter Oberfläche

7.2.3.3 Walze ähnlich Hobelmesser

Um das Astmaterial besser zu schneiden, wurde für Versuche eine Walze ähnlich einem Hobelmesser gefertigt. Es wurden zwei Stahlmesser mittels Schrauben in einer Aluminiumwalze befestigt. Um die Funktion dieser Walze aber zu gewährleisten, musste die Drehzahl auf mindestens 1500 U/min erhöht werden. Diese erhöhte Drehzahl führt wiederum zu einer erhöhten Lärmentwicklung. Außerdem funktioniert diese Art der Walze bei weichem Material nicht – sie führte zu Verstopfungen bzw. konnte das weiche Material überhaupt nicht verarbeitet werden.

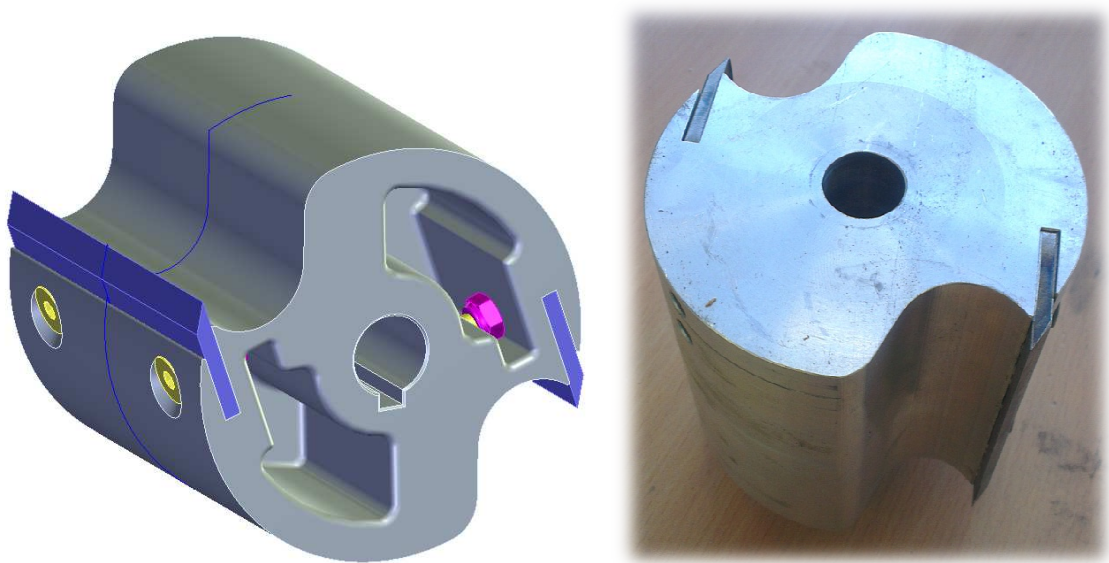


Abbildung 49: Walze ähnlich Hobelmesser

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	nicht zufriedenstellend
Max. Aststärke (Durchmesser)	sehr zufriedenstellend
Verarbeitung von Weichmaterial	nicht zufriedenstellend
Herstellkosten	befriedigend

Tabelle 8: Bewertung Schneidwalze ähnlich Hobelmesser

7.2.3.4 Walze mit optimierter Schneidekante (Astmaterial wird nicht Quetschen)

Da mit der bestehenden Walze das Astmaterial meist nur gequetscht und nicht geschnitten wird, wurden Versuche mit einer Walze mit definierten Schneidkanten durchgeführt.

Um genügend Platz für die Schneidkanten zu erhalten, musste die Anzahl der Zähne von acht auf vier reduziert werden. Dadurch verringert sich die Geschwindigkeit des Materialeinzuges um die Hälfte. Dies führte dazu, dass der Materialeinzug nicht ausreichend war.



Abbildung 50: Walze mit optimierter Schneide – Variante 1

Bei den ersten Versuchen brach ein Zahn der Schneidwalze, daher wurde noch eine optimierte Variante mit verstärkten Zähnen gefertigt und getestet (Variante 2).

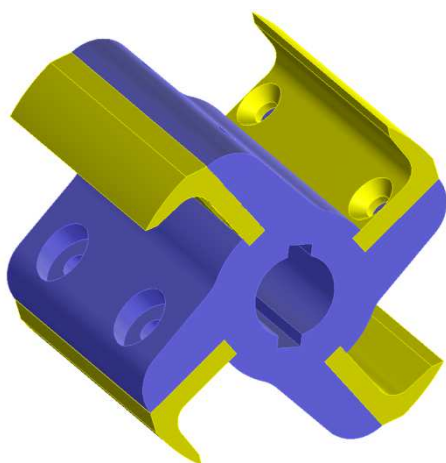


Abbildung 51: Walze mit optimierter Schneide – Variante 2

Diese zweite optimierte Walze brachte aber auch nicht das gewünschte Ergebnis. Das Astmaterial wurde zwar besser verarbeitet, die Verarbeitung von Weichmaterial und die Verminderung der Verstopfung wurden aber nicht verbessert. Außerdem sind die Herstellkosten der getesteten, abgewinkelten Messer als sehr hoch einzuschätzen.

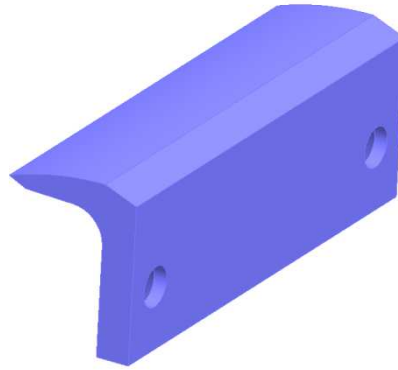


Abbildung 52: Messer Schneidwalze Variante 2

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	befriedigend
Max. Aststärke (Durchmesser)	sehr zufriedenstellend
Verarbeitung von Weichmaterial	befriedigend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 9: Bewertung Schneidwalze mit optimierter Schneide

7.2.3.5 Hohle Walze

Da das Häckselgut in die Zahnzwischenräume gequetscht wird und es vorkommen kann, dass es nicht mehr ausgeworfen wird, führt es zu Verstopfungen des Häckslers.

Bei einer Schneidwalze die in der Mitte hohl ist, kann das Häckselmaterial in den inneren Hohlraum der Walze verschwinden und danach ausgeworfen werden. Dadurch werden Verstopfungen vermieden.

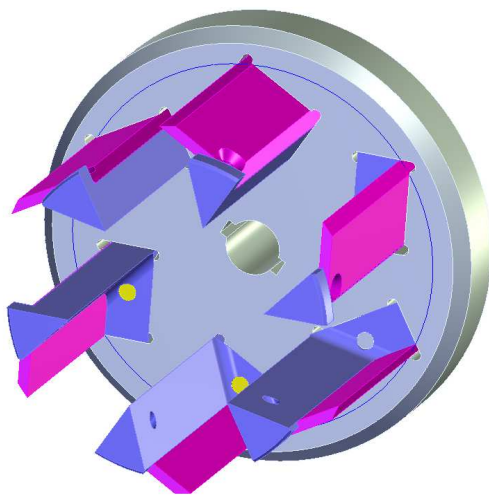


Abbildung 53: Walze – Innenraum hohl

Mit dem angefertigten Prototyp dieser Schneidwalze konnte bei einem kurzen Test eine deutliche Verbesserung in der Verarbeitung von Weichmaterial festgestellt werden. Die Anbindung bzw. Befestigung der Schneidzähne an die Verbindungsplatte zum Planetengetriebe muss, um eine ausreichende Festigkeit zu erhalten, kritisch betrachtet werden. Bei einer Maximalbelastung, durch die in der Norm geforderte Prüfung zur dynamischen Standsicherheit, könnte die Anbindung brechen.

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	sehr zufriedenstellend
Max. Aststärke (Durchmesser)	befriedigend
Verarbeitung von Weichmaterial	sehr zufriedenstellend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 10: Bewertung Schneidwalze – Innenraum hohl

7.2.3.6 Kegelförmige Walze



Abbildung 54: Kegelförmige Walze – Variante 1

Um die maximale Schneidkraft an der Walze zu erhöhen wurden Versuche mit einem kleineren Außendurchmesser der Walze durchgeführt – ein kleinerer Außendurchmesser bei gleichem Drehmoment führt zu einer höheren Schneidkraft.

Damit aber auch die gleiche Einzugsgeschwindigkeit an der Schneidwalze vorhanden ist, stellt eine kegelförmige Walze die optimale Form (kleiner Durchmesser für hohe Schneidkraft, großer Durchmesser für Einzugsgeschwindigkeit) dar.

Zuerst wurde ein Prototyp mit einer kegelförmigen Walze aufgebaut, wobei der größere Durchmesser des Kegels auf die Motorseite des Gehäuses gelegt wurde.

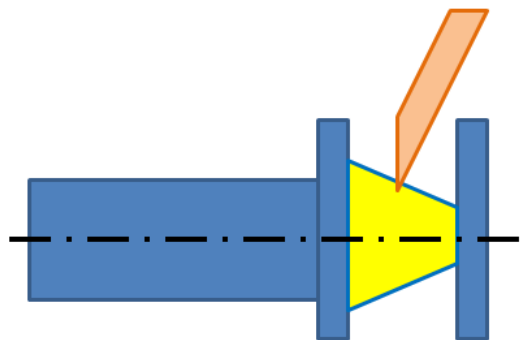


Abbildung 55: Schematische Darstellung Ausrichtung kegelförmige Walze – Variante 1

Um die Festigkeit der Walze ausreichend zu gewährleisten, wurden die Schneidzähne im hinteren Bereich der Walze abgestützt. Dadurch kam es in diesem Bereich aber vermehrt zu Verstopfungen.

Zusätzlich wurde das Astmaterial in Richtung Abdeckung geführt. Dies könnte im Dauerbetrieb zu Problemen führen, da die Abdeckung nur mit dem Gehäuse verschraubt ist.

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	befriedigend
Max. Aststärke (Durchmesser)	sehr zufriedenstellend
Verarbeitung von Weichmaterial	befriedigend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 11: Bewertung kegelförmige Schneidwalze – Variante 1

Um das Problem mit der Verstopfung zu lösen wurde die Lage der kegelförmigen Walze umgedreht. Der kleinerer Durchmesser des Kegels liegt nun auf der Motorseite des Gehäuses.

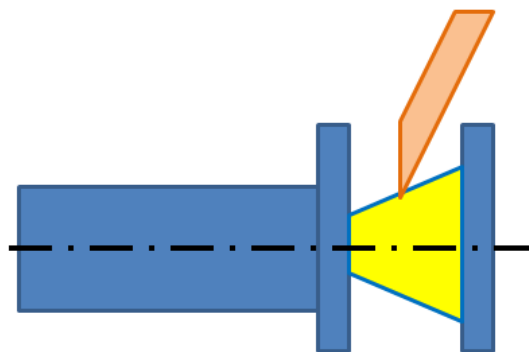


Abbildung 56: Schematische Darstellung Ausrichtung kegelförmige Walze – Variante 2

Mit diesem Prototyp der Walze können Weich- und Hartmaterial ohne Probleme verarbeitet werden. Auch die Verstopfungsneigung wurde durch den hohlen Innenraum - zum Vergleich mit der Walze des Leisehäckslers GE 35 L - deutlich verbessert. Die maximale

Aststärke konnte im Vergleich zum bestehenden VIKING Walzenhäcksler auf 40 mm bis 45 mm erhöht werden.

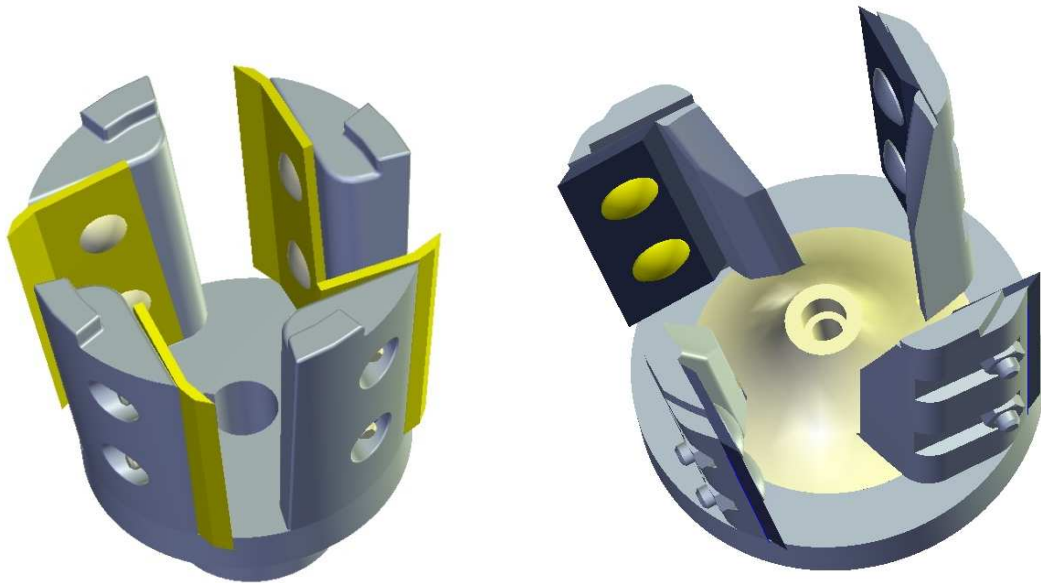


Abbildung 57: Kegelförmige Walze – Variante 2



Abbildung 58: Kegelförmige Walze (Variante 2) in Prototyp eingebaut

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	sehr zufriedenstellend
Max. Aststärke (Durchmesser)	sehr zufriedenstellend
Verarbeitung von Weichmaterial	sehr zufriedenstellend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 12: Bewertung kegelförmige Schneidwalze – Variante 2

7.2.3.7 Walze Fa. Bosch

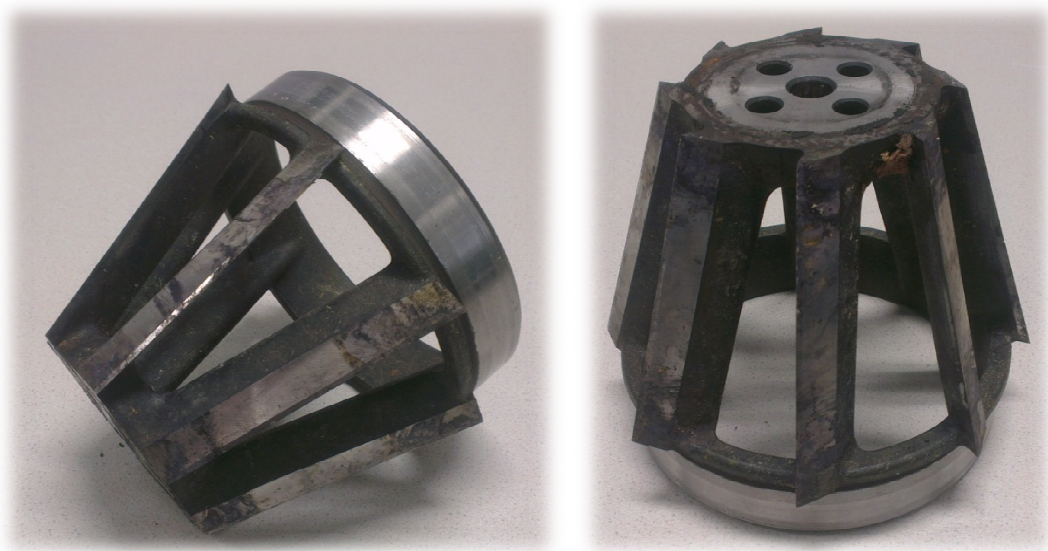


Abbildung 59: Walze Fa. Bosch

Zusätzlich wurde die Variante 2 der kegelförmigen Schneidwalze noch einmal mit der Walze des Bosch ATX 25 TC verglichen. Durch die doppelte Anzahl der Schneiden wird bei der Bosch Walze das Astmaterial im direkten Vergleich etwas schneller eingezogen und auch die maximale Aststärke ist etwas höher als bei der Variante 2 der kegelförmigen Schneidwalze.

Man sieht also, dass trotz eines bereits verbesserten Ergebnisses noch weiteres Optimierungspotenzial in einer kegelförmigen Schneidwalze liegt.

Eigenschaft	Bewertung
Verstopfungsneigung	sehr zufriedenstellend
Max. Aststärke (Durchmesser)	sehr zufriedenstellend
Verarbeitung von Weichmaterial	sehr zufriedenstellend
Herstellkosten	nicht zufriedenstellend

Tabelle 13: Bewertung Schneidwalze Fa. Bosch

8 Fazit

Um das optimale Funktionieren eines Leisehäckslers zu garantieren müssen sämtliche, für die Zerkleinerung von Gartenmaterial verantwortlichen Bauteile perfekt aufeinander abgestimmt sein.

Anhand der diversen, durchgeführten Vergleiche, hat sich gezeigt, dass das größte Potenzial zur Erfüllung der eingangs definierten Ziele in der Schneidwalze liegt.

Aus diversen, firmeninternen Tests unterschiedlicher Schneideinheiten ging hervor, dass eine kegelförmige, hohle Schneidwalze die besten Ergebnisse bezüglich Minimierung der Verstopfungsneigung und Erhöhung der zu verarbeitenden Aststärke liefert.

Das zu verarbeitende Häckselgut wird bei der kegelförmigen, hohlen Schneidwalze nicht, wie bei der derzeit eingebauten zylinderförmigen Walze, in die Zahnzwischenräume gepresst, sondern durch den Hohlraum in den Auswurfbereich geschleudert.



Abbildung 60: Kegelförmige, hohle Schneidwalze

Als Motor ist der zurzeit verwendete Einphasen-Asynchronmotor keine schlechte Wahl.

Eventuell könnte, aufgrund des hohen Drehmomentes bei geringen Drehzahlen, auch einen Universalmotor in den Leisehäcksler eingesetzt werden. Hier muss aber abgewogen werden, ob die Lärmentwicklung des Universalmotors für einen Leisehäcksler nicht zu groß ist.

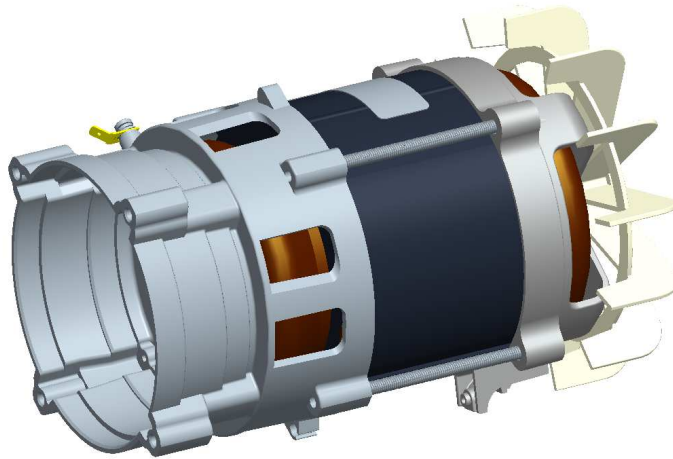


Abbildung 61: Asynchronmotor

Für die Untersetzung konnten die Vorteile der Geräuschreduzierung eines Riementriebes nicht genutzt werden, da für die hohe Untersetzung sehr große Riemenscheiben benötigt werden würden. Hier konnte das zurzeit verwendete Planetengetriebe durch seine kompakte Bauweise und Übertragung von hohen Drehmomenten überzeugen.



Abbildung 62: Planetengetriebe

Literatur

Bastian, P./Bumiller, H./Eichler, W./Huber, F./Jaufmann, N./Manderla, J./Spielvogel, O./Stricker, F./Tkotz, K./Winter, U. (1999): Fachkunde Elektrotechnik. Wuppertal. Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co.

Busch, R. (2008): Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbau und Verfahrenstechniker. Berlin. Springer-Verlag.

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2013): DIN EN 13683 Gartengeräte – Motorgetriebene Schredder/Zerkleinerer – Sicherheit. Berlin. Beuth Verlag GmbH.

DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1981): DIN 884 Teil 1 Walzenfräser. Berlin. Beuth Verlag GmbH.

European patent application: Robert Bosch GmbH (2009): EP 2 072 139 A1.

Europäische Patentanmeldung: Steinmax Werkzeuge GmbH (1997): EP 0 760 256 A1

GGP Germany GmbH: Produktkatalog 2014.

Grote, K./Feldhusen, J. (2012): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin. Springer-Verlag.

Hehenberger, P. (2011): Computerunterstützte Fertigung – Eine kompakte Einführung. Berlin. Springer-Verlag.

Jakoby, W. (2010): Projektmanagement für Ingenieure. Wiesbaden. Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien GmbH

Matek, W./Muhs, D./Wittel, H./Becker, M. (1995): Roloff/Matek Maschinenelemente. Braunschweig/Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft.

Moser, C. (2012): User Experience Design. Berlin Heidelberg. Springer-Verlag.

Paucksch, E./Holsten, S./Linß, M./Tikal, F. (2008): Zerspantechnik – Prozesse, Werkzeuge, Technologien. Berlin. Springer-Verlag.

Stiftung Warentest. (April 2011): Neues vom Häcksler. test.

Test-Aankoop. (Oktober 2011): Hakselaars. Test-Aankoop 557.

VIKING GmbH. (2012): Häckslerbroschüre. Langkampfen.

Wastian, M. et al. (Hrsg.) (2012): Angewandte Psychologie für das Projektmanagement. Heidelberg. DOI Springer Medizin Verlag.

Witte, H. (1994): Werkzeugmaschinen. Würzburg. Vogel Verlag und Druck KG.

www.bosch-garden.com: Leisehäcksler AXT 25 TC. Verfügbar am 15. 01. 2014 von <http://www.bosch-garden.com/at/de/gartengerate/gartengerate/axt-25-tc-3165140465366-199967.jsp>

www.gsc-schwoerer.de: Planetengetriebe. Verfügbar am 20. 02. 2014 von www.gsc-schwoerer.de/html/service/preisraetsel.htm

www.viking.at: Unsere Geschichte. Verfügbar am 15. 01. 2014 von <http://www.viking.at/unsere-geschichte.aspx>

www.viking.at: Leisehäcksler. Verfügbar am 15. 01. 2014 von <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Garten-H%C3%A4cksler/Elektro-Leise-H%C3%A4cksler/2356-1522/GE-35-L.aspx>

www.viking.at: Messerwalze. Verfügbar am 15. 01. 2014 von <http://www.viking.at/VIKING-Produkte/Garten-H%C3%A4cksler/Elektro-Leise-H%C3%A4cksler/2356-1522/GE-35-L.aspx>

www.zeno.org: Walzenfräser. Verfügbar am 15.02. 2014 von <http://www.zeno.org/Meyers-1905/I/070034b>

Anlagen

Anlage 1	i
Anlage 2.....	xvii

Anlage 1

European patent application: Robert Bosch GmbH (2009), EP 2 072 139 A1

(19)		
		(11) EP 2 072 139 A1
(12)	EUROPEAN PATENT APPLICATION	
(43)	Date of publication: 24.06.2009 Bulletin 2009/26	(51) Int Cl.: B02C 18/18 ^(2006.01) A01F 29/06 ^(2006.01) B02C 18/14 ^(2006.01) A01G 3/00 ^(2006.01)
(21)	Application number: 07123889.3	
(22)	Date of filing: 21.12.2007	
(84)	Designated Contracting States: AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE SI SK TR Designated Extension States: AL BA HR MK RS	<ul style="list-style-type: none">• Simpson, Peter Lower Cambourne, Cambridgeshire, CB3 6EX (GB)• Kocsis, Timea Lower Cambourne, Cambridgeshire, CB3 6EX (GB)• Fowles, Andrew Essex, CO4 3FG (GB)• Heywood, Peter Norton, IP31 3LE (GB)• Smer, Bashiri Stowmarket, Suffolk, IP14 2AU (GB)
(71)	Applicant: ROBERT BOSCH GMBH 70442 Stuttgart (DE)	
(72)	Inventors: • Beadman, Robert Stowmarket, Suffolk, IP14 2AU (GB)	

(54) **Improvements in or relating to shredder cutters**

(57) The present invention relates to improvements in or relating to cutters for shredders, in particular to cutters for shredders, in particular for vegetation shredders, suitably of the type used for shredding tree branches and garden waste. The present invention relates to a cutter (33) and method for manufacturing the cutter by means of investment casting. We describe a cutting element (33) for a vegetation shredder, the cutting element being a

hollow unitary element comprising a plurality of elongate blades (45) arranged in a generally cylindrical configuration between a proximal and distal support elements (43, 44). The cylindrical configuration has a generally frusto-conical form, the distal support element (44) forming a base of said frusto-conical form. The cutting element is formed with elongate apertures (51) between adjacent blades (45).

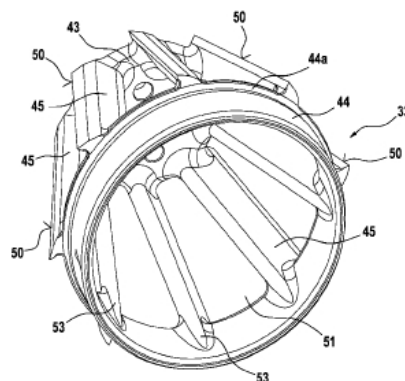


Fig. 3

EP 2 072 139 A1

Description

[0001] The present invention relates to improvements in or relating to cutters for shredders, in particular to cutters for shredders, in particular for vegetation shredders, suitably of the type used for shredding tree branches and garden waste. The present invention relates to a novel cutter and method for manufacturing the cutter and to a shredder including the cutter.

[0002] Figure 1 shows a typical prior art shredder assembly for a vegetation shredder. The assembly comprises a cylindrical shredder element 10 carried by a shaft 11 of a reduction gear box connected to an electric motor 12 and thereby caused to rotate. Element 10 includes teeth 13 which, in use, bear against a reaction plate 14. The assembly is surrounded by a housing 15 which acts to contain any vegetation impacting upon the assembly and direct it to be crushed and cut between the shredder element 10 and reaction plate 14. In a typical shredder, shredder element 10 has eight blades and rotates at around 40 revolutions per minute.

[0003] A disadvantage of such arrangements is that crushing, whilst useful for breaking fibres, is comparatively inefficient in its use of the power available compared with cutting. Accordingly, alternative arrangements have been proposed. One such arrangement is described in US 5 836 528. The shredder cutter is generally of frusto-conical appearance comprising a cast aluminium hollow rotatable drum formed with a plurality of axially elongate tapering apertures angularly spaced around the body of the drum. A steel blade is secured adjacent to each aperture at an inclination of between 30° and 45° to the base of the frusto-conical drum. This arrangement is effective but complex to manufacture and to maintain in good working order ensuring correct orientation of the blades is maintained. Accordingly, there is a need to provide an alternative shredding assembly for a vegetation shredder.

[0004] In one aspect, the present invention provides a cutting element for a vegetation shredder, the cutting element being a hollow unitary element comprising a plurality of elongate blades arranged in a generally cylindrical configuration between a proximal and distal support elements.

[0005] Suitably, the proximal support element is in the form of a disc.

[0006] Suitably, the distal support element is in the form of a ring.

[0007] Preferably, the cylindrical configuration has a generally frusto-conical form, the distal support element forming a base of said frusto-conical form.

[0008] Preferably, each blade is aligned to taper inwardly from the base towards the proximal support element.

[0009] Preferably, the cutting element is formed with elongate apertures between adjacent blades.

[0010] Preferably, the distal end includes a circumferential ring joining the end faces of the blades.

[0011] Preferably, each blade has a body having an axis at an angle of 20° to 40° to the radius of the cutting element, more preferably 23° to 37°.

[0012] The present invention also provides a method of manufacturing a vegetation shredder cutting element, the method comprising the technique of investment or lost-wax casting, wherein the cutting element comprises a plurality of elongate blades arranged in a generally cylindrical configuration between proximal and distal support elements and wherein the cutting element is formed as a unitary element.

[0013] Preferably, the cutting element is cast from steel. More preferably, the cutting element is cast from a low carbon steel. Even more preferably, the cutting element is cast from low carbon alloy steel.

[0014] Preferably, the method further comprises a step of hardening, more preferably gas carbonitriding or induction hardening, most preferably, gas carbonitriding.

[0015] Suitably, the cutting element is formed having a surface hardness of 55HRC.

[0016] The present invention also provides a vegetation shredder comprising a shredder body, housing a shredder cutter assembly within a shredder cutter chamber wherein the shredder body includes a feed inlet for receipt, in use, of vegetation to be shredded, wherein the feed inlet is in operative communication with the shredder cutter chamber by means of a generally elongate feed chute; characterised in that the shredder cutter assembly comprises a cutting element as described above.

[0017] Preferably the distal end of the cutting element is supported by a bearing having a low coefficient of friction. More preferably, the coefficient of friction is 0.1 or less, even more preferably 0.05 or less. Most preferably, the bearing is a PTFE loaded polymer-faced metal-backed plain bearing of low friction.

[0018] Preferably, the vegetation cutter further comprises a reaction plate formed with a front face having two distinct surfaces such that their joint intersection with the cutter diameter generally forms a V-shape.

[0019] Preferably, the lowest point of the V-shaped form of the intersection is provided from 15 to 30mm from the proximal end of the cutting element.

[0020] Preferably, a first surface of the reaction plate has a profile edge which extends over a degree of cutter rotation of from 20° to 35°, preferably about 30°.

[0021] Preferably, a second surface of the reaction plate has a profile edge which extends over a degree of cutter rotation of from 0° to 10°.

[0022] The above and other aspects of the present invention will now be illustrated, by way of example only, with reference to the accompanying drawings, in which:

Figure 1 is an exploded view showing a typical prior art shredder assembly;

Figure 2 is a perspective view of an embodiment of a vegetation shredder in accordance with the present invention;

Figure 3 is a perspective view of an embodiment of

3

EP 2 072 139 A1

4

a shredder cutter element in accordance with the present invention;

Figure 4 is a sectional end view along line IV-IV of Figure 7;

Figure 5 is an exploded perspective view of a shredder assembly incorporating the cutter element of Figure 3;

Figure 6 is an exploded view of the shredder cutter of Figure 3 with a reaction plate;

Figure 7 is a plan view of the cutter and reaction plate of Figure 6;

Figure 8 is a detail front and side view of the reaction plate of Figures 6 and 7; and

Figure 9 is a sectional view through a assembled shredder assembly.

[0023] Figure 2 shows a vegetation shredder including a shredder body 20 housing a shredder cutter assembly mounted on a frame 21 above a collection box 22 in operative communication with an outlet 23 of the shredder body 20. The shredder body 20 has a feed inlet or hopper 24 for receipt of vegetation to be shredded, such as branches or twigs of a tree. Feed inlet 24 is spaced from the cutter assembly by means of a feed chute 25, to prevent user access to the cutter assembly during use.

[0024] Referring to Figure 5, there is shown the cutter assembly of the shredder, comprising an electric motor and gearbox unit 30 having a rotatable shaft 31 carrying a torque transmission means 32 for transferring torque to the cutter. A cutting element 33 in accordance with the present invention is mounted upon transmission means 32. The cutter assembly includes a housing 34 to contain the cutting element 33 and define a shredding cavity. The housing includes an operatively upper opening or inlet 35 for receipt of vegetation to be shredded and an operatively lower opening or outlet 36 for ejection of shredded vegetation. The housing 34 also includes a cover 40 which acts to hold and support cutting element 33 in position. The cutter is supported by a thrust and radial plain bearing at its proximal end. The distal end bearing supporting the outside diameter of the distal ring should be a low friction bearing due to this large diameter. Rolling contact bearings are not preferred due to cost, space and assembly reasons. A polymer faced low friction bearing 41 has been used satisfactorily. This is illustrated more clearly in Figure 9. Typically constructed of a backing sheet faced with a bronze fibre matrix impregnated with polytetrafluoroethylene (PTFE), such bearings exhibit a remarkably low coefficient of friction, being of the order of 0.05 under test conditions. The bearing is protected by seal elements 41b and scraper ring 41a.

[0025] Mounted within housing 34 is a reaction plate 42 against which the cutting surfaces of cutting element 33 bear in operation.

[0026] Cutting element 33 is shown in more detail in Figure 3. In the preferred embodiment, the cutting element 33 has a generally frusto-conical configuration having a proximal disc 43 for receipt of transmission means

32 and a distal ring 44 which is supported by and, in use, bears against bearing 41c in housing cover 40.

[0027] Between disc 43 and ring 44 are a plurality of blades 45 spaced around the periphery of the cutting element each blade having a cutting edge 50 formed between an outer blade surface 50a making an angle B to the radius of the cutter and an inner blade surface 50b making an angle A to the radius of the cutter. Suitably angle B is about 45° and angle A is about 15°. The individual blades 45 are substantially elongate and uniform in cross section and are arranged with the main axis C (Figure 4) of this section at an angle of 20° to 40°, preferably 23° - 37°, to the radius of the cutter. At the distal end the blades are joined to the distal ring with the inclusion of a full circumferential lip 44a to ensure good load spreading. This lip nevertheless does not extend to the full blade outer diameter so as to allow access for grinding or milling both front and rear faces of the blade after heat treatment.

[0028] At the proximal end, the blades merge into the proximal disc (again with clearance to enable grinding or milling of the cutting edges) which has a diameter of 70 - 90mm preferably 80mm giving a cone angle of around 15 - 20° per side. The speed of rotation is preferably about 40 rpm and the number of blades 8.

[0029] As the cutting element 33 rotates, in use, vegetation such as branches or twigs, entering the shredding cavity is urged in the direction of the reaction plate 42 by virtue of the rotation of the cutting element 33, whereupon blades 45 bear against the reaction plate 42 to cut and tear the fibres of the vegetation. The shredded material is ejected in two ways, from the outlet 36 at the bottom of the shredding cavity and from within the cutting element itself. Shredded vegetation falls between the blades 45 through elongate apertures 51 into the open body of the cutting element 33. Due to the frusto-conical shape of the cutting element, the vegetation is caused to tumble towards the distal end of the cutter where it is ejected through the distal end ring 44 and thence through a central aperture 52 provided in housing end cover 40. In preferred embodiments, blades 45 are provided with projections on a rear edge or surface thereof, which projections 53 project into the open body of the cutting element 33, providing a base to transfer stresses into the rest of the structure of cutting element 33.

[0030] For optimal outflow of shredded material it has been found that an inner diameter of the distal ring in the range of 100 - 130mm is particularly advantageous, preferably about 115mm.

[0031] The cutting element 33 and a preferred embodiment of a reaction plate 42 are illustrated further in Figures 6, 7 and 8. Reaction plate 42 is pivotally mounted towards an upper edge thereof by means of a pin 61 about an axis suitably parallel to the axis of rotation of the motor/gearbox output shaft 31. The reaction plate 42 is adjustable into contact with the cutting element by means of an adjusting screw, or other suitable means. The reaction plate 42 has a profiled edge 60 against

5

EP 2 072 139 A1

6

which blades 45 bear to produce a scissor-like motion, thereby cutting vegetation passing into the shredding cavity.

[0032] Ordinarily, vegetation is free to slide to either end of the cutting element where wood fibres can wrap around the motor/gearbox output shaft or the chippings produced can have restricted freedom to move and be ejected from the shredding cavity. In these circumstances, blocking of the cutter assembly can occur or a reduced cutting width is produced and thus lower efficacy. Accordingly, in preferred embodiments, the front face of reaction plate 42 is formed with two distinct surfaces, a distal surface A and a proximal surface B, such that their joint intersection with the cutter diameter (line 60) forms a generally "V" shape (see Figure 8). Therefore as the cutter rotates an individual cutter blade first contacts line 60 at the distal end (point C). As the cutter rotates further this point of contact travels along the cutter blade in a scissor like action. At or shortly before the moment when this point of contact reaches point D the other end of the blade also contacts line 60 at the proximal end (point E) producing a second point of contact also travelling simultaneously towards point D as the blade rotates. This action naturally guides vegetation to the optimal position suitably distant from the obstruction of the proximal disc 43 while providing a lower energy scissor cutting action for larger diameters of material. Preferably point D is 15-30mm ideally 20 mm from the proximal end. Preferably the point of intersection to surface A extends over a large degree of cutter rotation (20-35°), preferably about 30° while for the intersection to surface B the cutter rotation is from 0 to 10°. In an alternative embodiment, not shown, portions A and B are formed as an arcuate surface rather than as two discontinuous portions.

[0033] A further advantage of the cutting element of the present invention lies in its method of manufacture and this forms a further aspect of the invention. As the cutting element 33 is formed as a unitary component, we have developed a process for the manufacture of the cutting element by means of investment casting, also known as lost-wax casting. Casting allows the cutting element to be formed as a unitary component with complex shaping, including undercutting as necessary, and requiring little post-casting machining. Following casting, the cutting element 33 is hardened. Gas carbonitriding is preferred to induction hardening. The casting is formed from steel, preferably a low carbon steel, suitably including alloying elements and having a surface hardness of around 55HRC on the Rockwell C hardness scale, at which level edge chipping is resisted. A molybdenum/chromium/nickel steel suitable for surface hardening is particularly suitable. Vanadium at around 0.15wt% can be included to provide a refined grain structure if required.

Claims

1. A cutting element (33) for a vegetation shredder, the

cutting element being a hollow unitary element comprising a plurality of elongate blades (45) arranged in a generally cylindrical configuration between a proximal (43) and distal (44) support elements.

2. A cutting element as claimed in Claim 1 wherein the cylindrical configuration has a generally frusto-conical form, the distal support element (44) forming a base of said frusto-conical form.
3. A cutting element as claimed in claim 1 and claim 2 wherein the cutting element is formed with elongate apertures between adjacent blades.
4. A cutting element as claimed in any one of claims 1 to 3 wherein the distal support element (44) comprises a circumferential ring joining end faces of the elongate blades (45).
5. A cutting element as claimed in any one of claims 1 to 4 wherein each blade has a blade body having an axis at an angle of 20° to 40° to the radius of the cutting element, preferably 23° to 37°.
6. A method of manufacturing a vegetation shredder cutting element, the method comprising the technique of investment or lost-wax casting, wherein the cutting element comprises a plurality of elongate blades arranged in a generally cylindrical configuration between proximal and distal support elements and wherein the cutting element is formed as a unitary element.
7. A method as claimed in Claim 6 wherein the cutting element is cast from steel, preferably a low carbon steel, more preferably a low carbon surface hardenable alloy steel.
8. A method as claimed in Claim 7 further comprising a step of hardening, preferably gas carbonitriding or induction hardening, more preferably, gas carbonitriding.
9. A vegetation shredder comprising a shredder body housing a shredder cutter assembly within a shredder cutter chamber wherein the shredder body includes a feed inlet for receipt, in use, of vegetation to be shredded, wherein the feed inlet is in operative communication with the shredder cutter chamber by means of a generally elongate feed chute; **characterised in that** the shredder cutter assembly comprises a cutting element (33) as defined in any one of claims 1 to 6.
10. A vegetation shredder as claimed in claim 9 wherein the distal support element (44) is supported by a plain bearing (41c) having a coefficient of friction of 0.1 or less, preferably 0.05 or less.

11. A vegetation cutter as claimed in claim 10 wherein the bearing (41c) is a low friction polymer-faced metal-backed plain bearing.
12. A vegetation cutter as claimed in claim 11 wherein the bearing (41c) is a polytetrafluoroethylene-loaded polymer-faced metal-backed plain bearing. 5
13. A vegetation cutter as claimed in any one of claims 9 to 12 further comprising a reaction plate (42) having a front face formed as two separate surfaces (A, B) such that their joint intersection with the cutter diameter (CD, DE) generally forms a V-shape. 10
14. A vegetation cutter as claimed in claim 13 wherein a first surface (A) of the reaction plate (42) has a profile edge (CD) which extends over a degree of cutter rotation of from 20° to 35°, preferably about 30°. 15
15. A vegetation cutter as claimed in claim 13 or claim 14 wherein a second surface (B) of the reaction plate (42) has a profile edge (DE) which extends over a degree of cutter rotation of from 0° to 10°. 20
16. A vegetation cutter as claimed in any one of claims 13 to 15 wherein the intersection (D) is provided from 15 to 30mm from the proximal end of the cutting element (33). 25

30

35

40

45

50

55

5

EP 2 072 139 A1

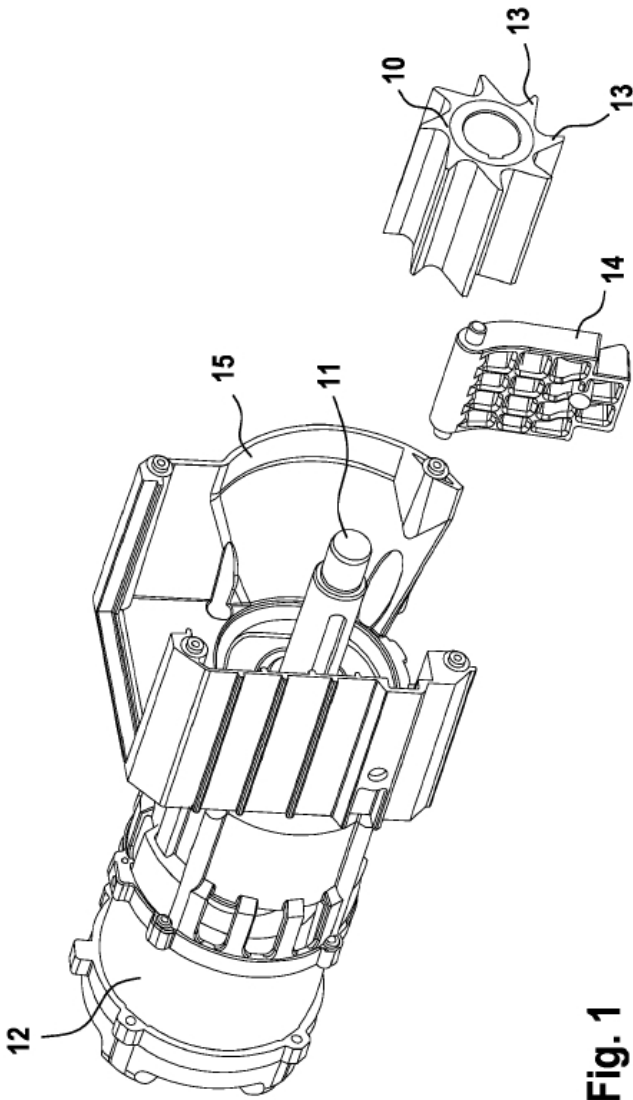
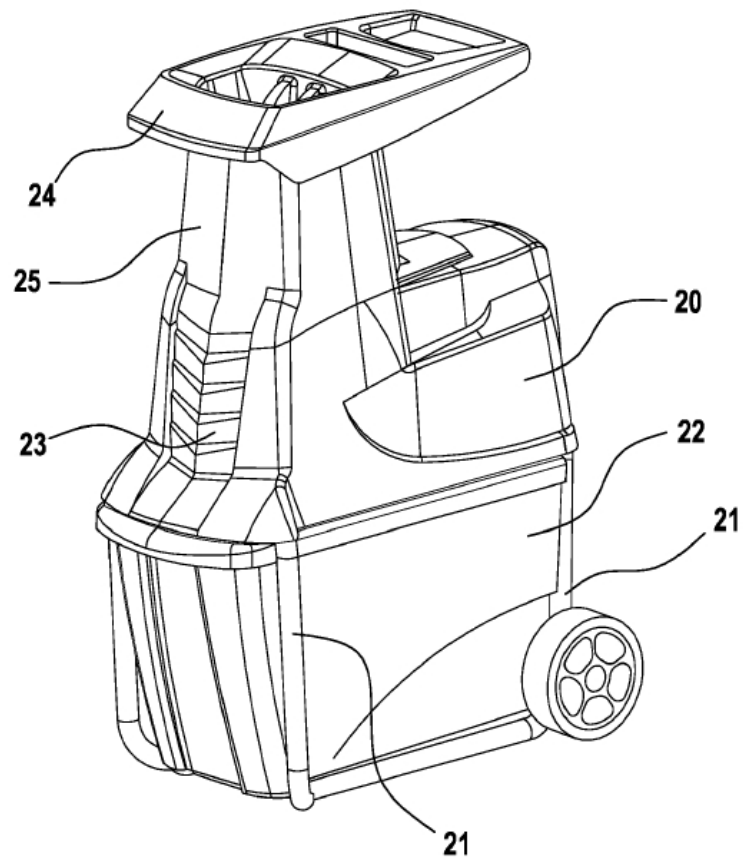


Fig. 1

EP 2 072 139 A1

**Fig. 2**

EP 2 072 139 A1

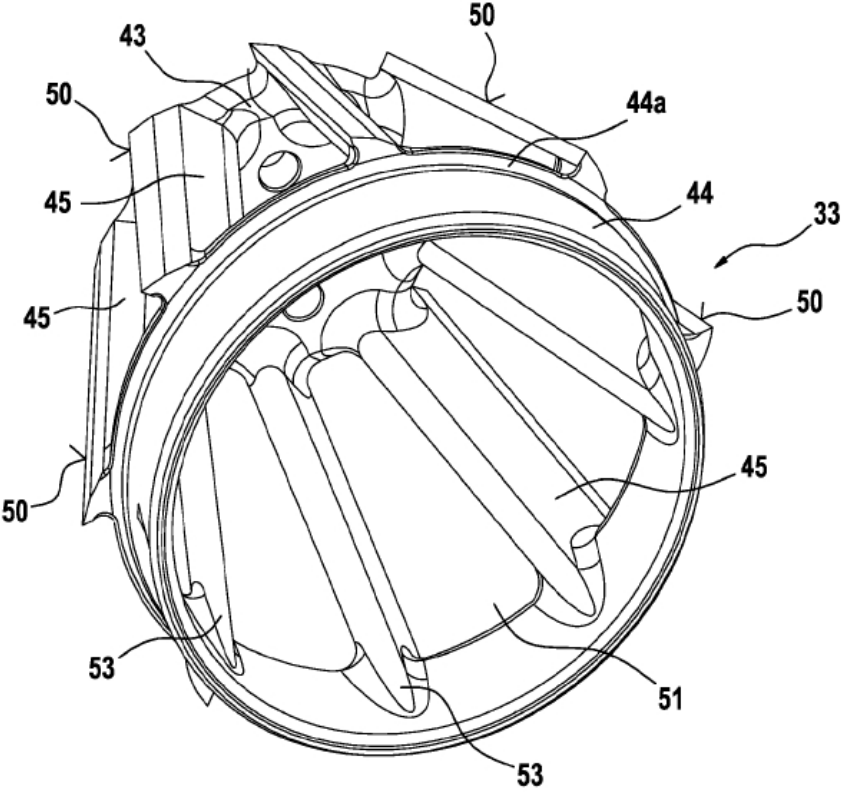


Fig. 3

EP 2 072 139 A1

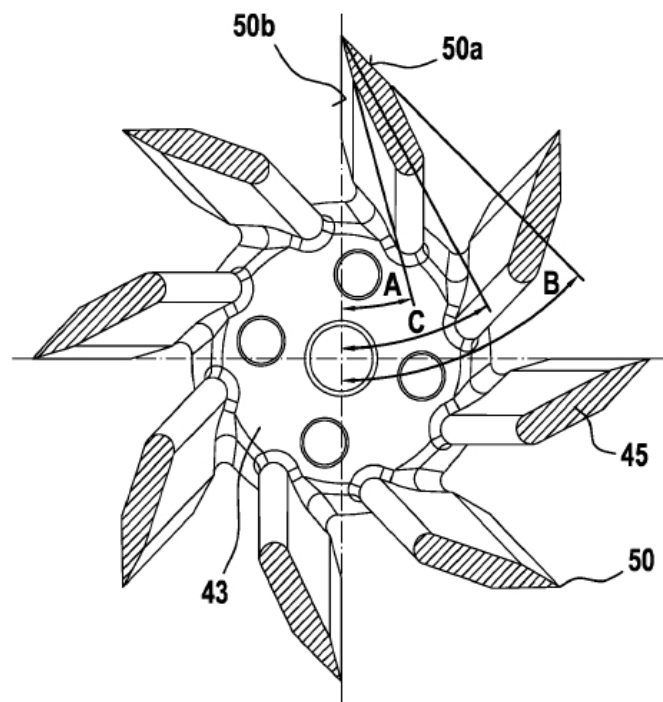


Fig. 4

EP 2 072 139 A1

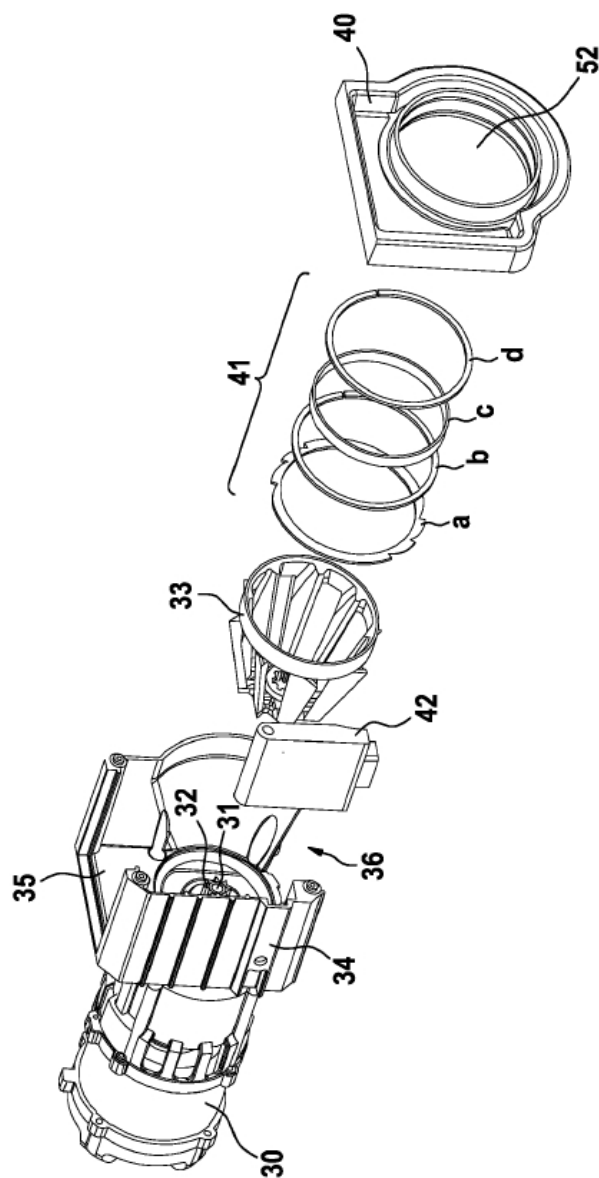
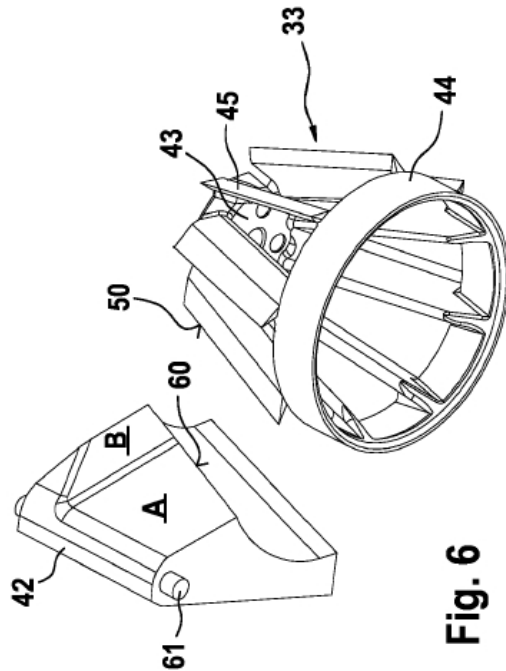
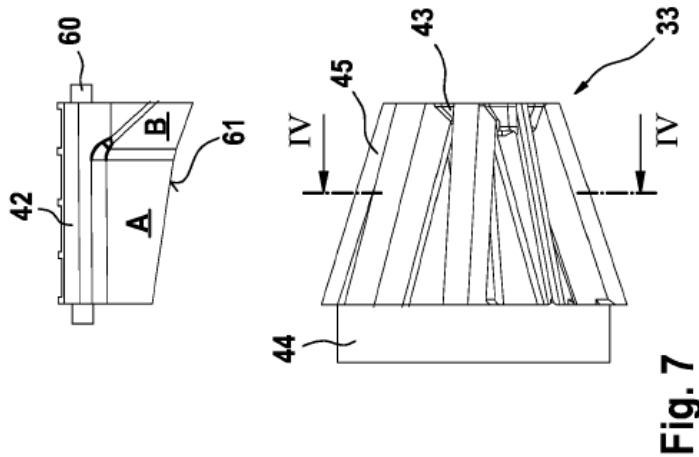


Fig. 5

EP 2 072 139 A1



EP 2 072 139 A1

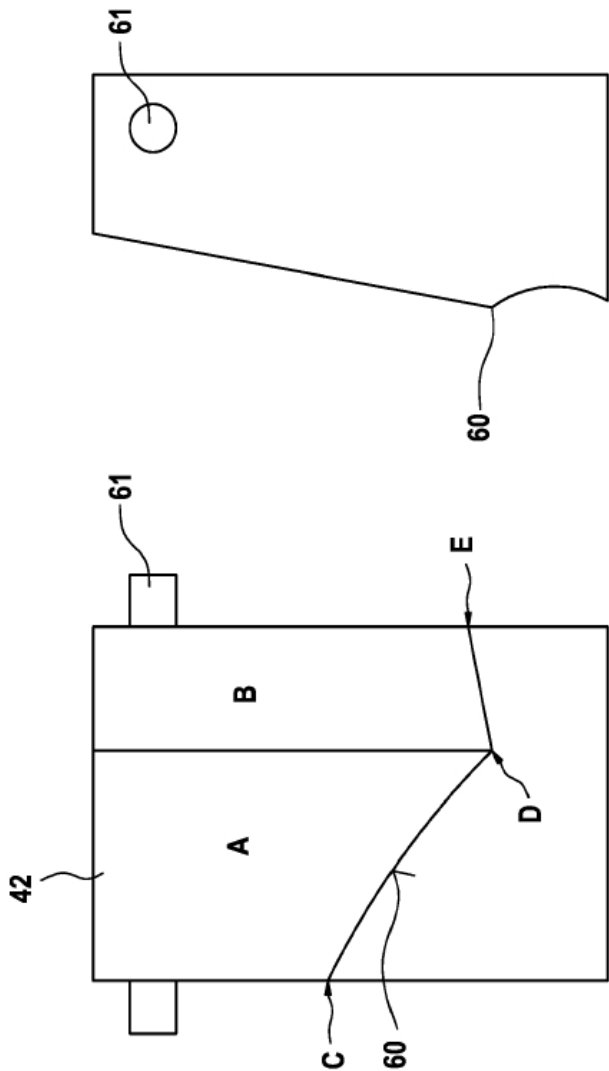
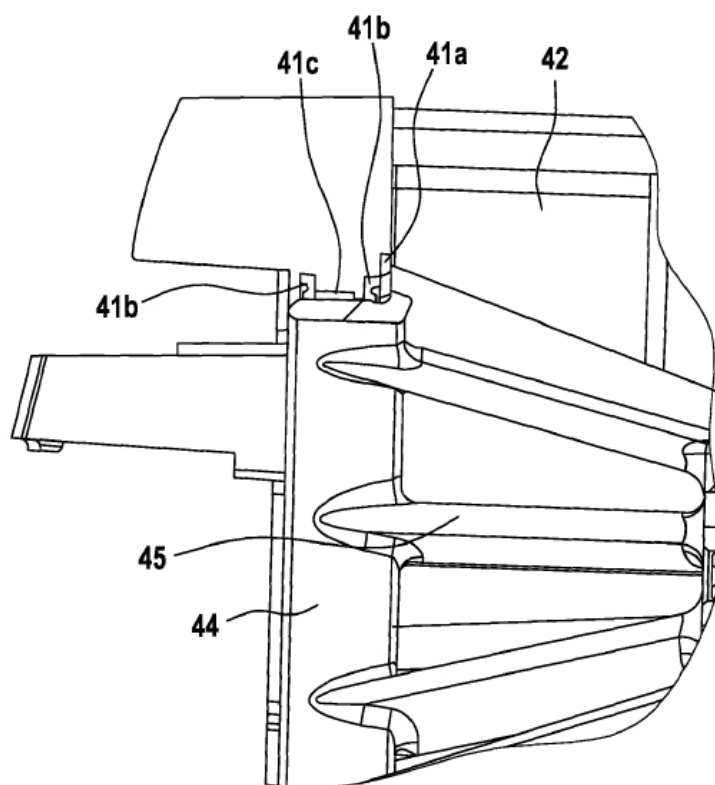


Fig. 8

EP 2 072 139 A1

**Fig. 9**

EP 2 072 139 A1

European Patent
Office

EUROPEAN SEARCH REPORT

Application Number
EP 07 12 3889

DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT			
Category	Citation of document with indication, where appropriate, of relevant passages	Relevant to claim	CLASSIFICATION OF THE APPLICATION (IPC)
X	GB 2 080 145 A (RESTARICK JOHNS DENNIS) 3 February 1982 (1982-02-03)	1,3,4	INV. B02C18/18 B02C18/14
Y	* page 1, lines 20-26; figures 1-4 * * page 2, lines 46-52 * * page 3, lines 5-9 *	2,5-8	ADD. A01F29/06 A01G3/00
D,Y	US 5 836 528 A (HILGARTH GUENTER [DE]) 17 November 1998 (1998-11-17) * figures 2,3 *	2,5, 13-16	
Y	US 3 989 196 A (URSCHEL JOE R) 2 November 1976 (1976-11-02) * column 1, line 64 - column 2, line 22 *	6-8	
X	WO 98/34491 A (SPIERINGS PETRUS TARASIVS JOSE [NL]) 13 August 1998 (1998-08-13)	1,9-12	
Y	* page 6, line 5; figure 1 * * page 6, line 1 *	13-16	
			TECHNICAL FIELDS SEARCHED (IPC)
			B02C A01F A01G
The present search report has been drawn up for all claims			
Place of search Munich		Date of completion of the search 3 July 2008	Examiner Kopacz, Ireneusz
CATEGORY OF CITED DOCUMENTS X : particularly relevant if taken alone Y : particularly relevant if combined with another document of the same category A : technological background C : non-written disclosure P : intermediate document T : theory or principle underlying the invention E : earlier patent document, but published on, or after the filing date D : document cited in the application L : document cited for other reasons & : member of the same patent family, corresponding document			

EPO FORM 1503 (03.02.2004)

EP 2 072 139 A1

**ANNEX TO THE EUROPEAN SEARCH REPORT
ON EUROPEAN PATENT APPLICATION NO.**

EP 07 12 3889

This annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned European search report.
The members are as contained in the European Patent Office EDP file on
The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

03-07-2008

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
GB 2080145	A	03-02-1982	NONE	
US 5836528	A	17-11-1998	DE 19612024 A1	02-10-1997
US 3989196	A	02-11-1976	NONE	
WO 9834491	A	13-08-1998	AU 6006098 A	26-08-1998
			DE 69810092 D1	23-01-2003
			DE 69810092 T2	24-07-2003
			EP 0973402 A1	26-01-2000
			ES 2187925 T3	16-06-2003
			NL 1005251 C2	12-08-1998
			US 6318651 B1	20-11-2001

EPC FORM P4489

For more details about this annex : see Official Journal of the European Patent Office, No. 12/82

EP 2 072 139 A1**REFERENCES CITED IN THE DESCRIPTION**

This list of references cited by the applicant is for the reader's convenience only. It does not form part of the European patent document. Even though great care has been taken in compiling the references, errors or omissions cannot be excluded and the EPO disclaims all liability in this regard.

Patent documents cited in the description

- US 5836528 A [0003]

Anlage 2

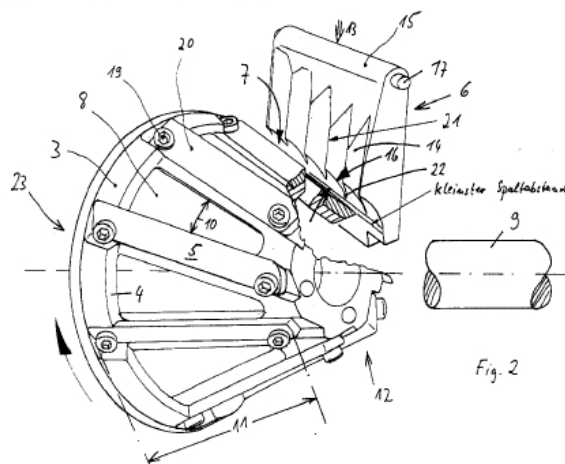
Europäische Patentanmeldung: Steinmax Werkzeuge GmbH (1997), EP 0 760 256 A1.

	Europäisches Patentamt European Patent Office Office européen des brevets	
(19)		(11) EP 0 760 256 A1
(12)	EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG	
(43) Veröffentlichungstag: 05.03.1997 Patentblatt 1997/10	(51) Int. Cl. ⁶ : B02C 18/14 , B02C 18/18	
(21) Anmeldenummer: 96113682.7		
(22) Anmeldetag: 27.08.1996		
(84) Benannte Vertragsstaaten: AT CH DE ES FR GB IT LI NL PT SE (30) Priorität: 01.09.1995 DE 29514085 U 27.03.1996 DE 19612024 (71) Anmelder: Steinmax Werkzeuge GmbH 91522 Ansbach (DE)	(72) Erfinder: Hilgarth, Günter 91578 Leutershausen (DE) (74) Vertreter: Eichler, Peter, Dipl.-Ing. Sturies - Eichler - Füssel Patentanwälte, Brahmstrasse 29 42289 Wuppertal (DE)	

(54) Zerkleinerungsgerät

(57) Die Erfindung betrifft ein Zerkleinerungsgerät für hölzernes Schnittgut mit motorisch angetriebener Schneidwalze (3) mit am Walzenmantel (4) angeordneten Schneidmessern (5) und mit zugehörigem Schneidwalzengegenstück (6), welches mit der Schneidwalze (3) einen in Zuführrichtung des Schnittgutes konvergen-ten Walzenspalt (7) bildet, gekennzeichnet durch die

Kombination der folgenden Merkmale: das Schneidwalzengegenstück (6) weist in Einzugsrichtung (13) des Schnittgutes längsverlaufende Spaltkeile (14) auf, die Schneidwalze (3) ist als Hohltrommel ausgeführt, die Hohltrommel ist vor den Schneidmessern (5) mit Spandurchtrittsöffnungen (8) durchbrochen.



EP 0 760 256 A1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Zerkleinerungsgerät nach Oberbegriff von Anspruch 1.

Derartige Zerkleinerungsgeräte werden als sogenannte Häcksler im Fachhandel z.B. unter der Bezeichnung Axt 1800 oder 2200 angeboten.

Bei derartigen Zerkleinerungsgeräten ist die Schneidwalze als sogenannte Fräswalze ausgebildet, die mit einer sogenannten Gegenplatte einen konvergenten Walzenspalt bildet.

In diesen Walzenspalt wird das Häckselgut eingeführt.

Nachteilig bei dieser Bauart ist die Begrenzung auf maximale Astdurchmesser.

Dieser Nachteil entsteht dadurch, daß der maximale Astdurchmesser prinzipiell durch die Zahnhöhe der Fräswalze begrenzt ist. Zumindest jedoch wird der automatische Einzug des Häckselgutes in den Walzenspalt mit zunehmendem Astdurchmesser beeinträchtigt, weil die Fräswalze das zugeführte Häckselgut lange vor dem konvergenten Walzenspalt erfaßt und praktisch quer zur Zuführrichtung schneidet.

Diese Arbeitsweise bedingt aber zugleich die Gefahr, daß mit zunehmend stumpfer werdenden Fräskanten das Häckselgut zum Teil auch abgerissen wird und auf diese Weise zwischen der Gegenplatte und der Schneidwalze eingeklemmt wird. Daher kann das bekannte Zerkleinerungsgerät nur dann störungsfrei arbeiten, wenn die Fräswalze stets scharf gehalten ist.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, das bekannte Zerkleinerungsgerät so zu verbessern, daß der automatische Einzug des Häckselgutes im wesentlichen unabhängig von Astdurchmessern wird, die die Walzenspaltabmessungen überschreiten.

Diese Aufgabe wird gelöst mit den Merkmalen von Anspruch 1.

Aus der Erfindung ergibt sich daher der Vorteil, daß ein blockierfreier Häckselbetrieb auch dann gewährleistet ist, wenn große Astdurchmesser weicher Holzarten zugeführt werden.

Dieser Vorteil wird dadurch erreicht, daß die vor den Schneidmessern angeordneten Bereiche der Hohltrommel stets freigehalten werden von Schnittgut aller Art. Das abgetrennte Schnittgut wird nämlich durch die Spandurchtrittsöffnungen in das Innere der Schneidwalze geführt. Hierzu werden Äste grossen Durchmessers zunächst in Längsrichtung mittels der Spaltkeile aufgespalten und dann werden die Spaltstücke vergleichbar dünnen Ästen gehäckselt.

Die Erfindung beruht daher auf einer Kombinationswirkung zwischen den in Längsrichtung der zugeführten Äste verlaufenden Spaltkeilen, an denen Äste jeglicher Art in Längsrichtung zunächst aufgespalten werden und den quer zur Längsrichtung der Spaltkeile am Schneidwalzengegenstück vorbeirotierenden Schneidmessern der Hohltrommel, die das längsaufgespaltene Astmaterial entsprechend leichtgängig in Querrichtung schneiden im Zusammenwirken mit den

vor den Schneidmessern liegenden Spandurchtrittsöffnungen, die das sozusagen zweidimensional zerkleinerte Schnittgut dann aus dem Schnittbereich herausbefördern.

Dabei tritt durch die Kombination dieser Merkmale eine Zerkleinerung des Schnittgutes ein, die unabhängig vom zugeführten Astdurchmesser stets nur eine maximal mögliche Häckselgutgröße erzeugt.

Hiervon unterscheidet sich die Erfindung deutlich von der Häckselvorrichtung gemäß der DE 44 14 222. Dort wird nämlich lediglich scheibenförmiges Häckselmaterial erzeugt. Insbesondere für dicke Äste kann die dort vorgesehene Pressplatte ein Zerquetschen des Astmaterials nicht gewährleisten. Dies führt zu einem Blockieren des Antriebs. Die Gefahr der Zerstörung von Antriebs-elementen sowie der Hohltrommel ist gegeben. Eine beliebige Erhöhung der Antriebsleistung ist aus Festigkeitsgründen nicht möglich. Damit wird die maximal zulässige Häckselgutgröße vorgeschrieben. Die Größe des Häckselgutes ist abhängig vom Durchmesser der zugeführten Äste. Insbesondere trockene Äste sind für das Häckselwerk äußerst schwierig zu verarbeiten. Die Häckselgutgröße ist durch die Blockierungsgrenze des Antriebs gegeben.

Damit werden aber auch die dort vorgesehenen Durchtrittsschlitze nur wirksam, wenn die Durchmesser der zugeführten Äste an die zur Verfügung stehende Motorleistung angepaßt sind.

Im Gegensatz hierzu werden Äste kleineren Durchmessers bei dem Zerkleinerungsgerät nach dieser Erfindung ohne weiteres auch bei langsamen Drehzahlen der Hohltrommel zuverlässig zerkleinert, Äster mittlerer bis größerer sowie großer Durchmesser werden durch die längsverlaufenden Spaltkeile zunächst in Längsrichtung aufgespalten und dann von den Schneidmessern der Hohltrommel praktisch wie die Äste der kleinen Durchmesser quer zur Längsrichtung gehäckselt.

Von besonderem Vorteil ist eine Ausführungsform, bei welcher die Spaltkeile mit ihren Keilspitzen sekantial in Richtung zur Hohltrommel laufen, die Fußbereiche der Keile jedoch auch. Um hier die erforderliche Spaltwirkung in Längsrichtung zu erzielen, wird vorgeschlagen, das Schneidwalzengegenstück im unteren Bereich der Spaltkeile mit einer Raumkurve anzuschneiden, welche die Geometrie der Schneidwalze aufweist. Der anschneidende Bereich dieser Raumkurve soll dann über die Keiltäler hinweg bis in das Vollmaterial des Schneidwalzengegenstücks hineinverlaufen. Im nicht mehr von Spaltkeilen durchsetzten Bereich kann das Schneidwalzengegenstück dann bis auf einen Abstand von praktisch Null mm an die Einhüllende der rotierenden Schneidmesser heranreichen, um während des Einzugs des dabei aufgespaltenen Materials einen sicheren Querschnitt anzubringen.

Die Erweiterung der Spandurchtrittsöffnungen in einer zur Hohltrommel axialen Richtung bietet den zusätzlichen Vorteil, daß abgeschnittenes Material welches zu Klemmen droht, automatisch in Richtung der Erweiterung getrieben wird und Klemmung vermieden

wird. Zusätzlich wird vorgeschlagen, daß die Hohltrommel auch in dieser Richtung eine Auswurföffnung bietet, um das über die Spandurchtrittsöffnungen eintretende Häckselgut auch aus dem Innenbereich der Hohltrommel herauszubringen.

Legt man die Spaltkeile im wesentlichen parallel zu einander, so werden zusätzlich unnötige Klemmeffekte vermieden, die an der Längsaufspaltung des Häckselmaterials nur negativ beteiligt wären.

Da auf dem Walzenmantel der Hohltrommel eine Vielzahl derartiger Spandurchtrittsöffnungen vorgesehen sein kann, ist zudem sichergestellt, daß in das Innere der Hohltrommel eingetretenes Schnittgut schwerkraftbedingt auch wieder aus der Trommel heraus fallen kann, so daß ein Verstopfen der Hohltrommel zuverlässig vermieden wird.

Zusätzlich kann vorgesehen sein, die Hohltrommel mit einer sehr geringen Drehzahl von ca. 40 pro Minute anzutreiben.

Da der Trommelmantel eine große Umfangsfläche aufweist, können eine Vielzahl von Schneidmessern angeordnet werden.

Dies begünstigt zusätzlich die Anzahl der Spandurchtrittsöffnungen und damit die Funktion des Zerkleinerungsgerätes.

Infolge der Vielzahl von Schneidmessern (z.B. acht) wird daher trotz geringer Drehzahl ein hoher Schnittgutdurchsatz erzielt.

Aus den Unteransprüchen ergeben sich bevorzugte Weiterbildungen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt:

Fig.1 eine Totalansicht des erfindungsgemäßen Zerkleinerungsgeräts,

Fig.2 Detailansicht von Hohltrommel und Schneidwalzengegenstück, und

Fig.3 Schnittansicht gemäß Fig.2 entlang III-III.

Sofern im folgenden nichts anderes gesagt wird, gilt die folgende Beschreibung stets für alle Figuren.

Die Figuren zeigen ein Zerkleinerungsgerät 1 für hölzernes Schnittgut 2.

Innerhalb des Gehäuses dieses Zerkleinerungsgerätes ist eine motorisch angetriebene Schneidwalze 3 angeordnet, die am Walzenmantel 4 mit Schneidmessern 5 bestückt ist. Um das zugeführte Schnittgut 2 zu häckseln, ist parallel zu der Einhüllenden, auf welcher die Schneidmesser 5 laufen, ein Schneidwalzengegenstück 6 angeordnet, welches mit der Schneidwalze 3 einen in Zuführrichtung 13 des Schnittgutes 2 konvergenten Walzenspalt 7 bildet.

Wesentlich ist einerseits, daß die Schneidwalze 3 als Hohltrommel ausgebildet ist und daß die Hohltrommel vor den Schneidmessern 5 mit Spandurchtrittsöffnungen 8 versehen ist. Die Drehrichtung der Hohltrommel ist mit einem umfangsmäßigen Pfeil angedeutet.

Dies bedeutet unter Berücksichtigung der geome-

trischen Anordnung gemäß Fig.1, daß das zugeführte Schnittgut 2 in der Einzugsrichtung 13 von den vorbeierotierenden Schneidmessern 5 erfaßt und in den Walzenspalt 7 eingezogen wird.

Es ist daher wesentlich für die Erfindung, daß sich die Antriebswelle 9 und die Einzugsrichtung 13 kreuzen und daß der konvergente Walzenspalt 7 im wesentlichen mit der Einzugsrichtung 13 zusammenfällt.

Auf diese Weise ist sichergestellt, daß hölzernes Schnittgut 2 allein durch Rotation der Hohltrommel erfaßt und in den Walzenspalt 7 hineingezogen wird. Infolge des Schneidwalzengegenstücks 6 wird daher während des Einzugs das Schnittgut stückweise abgetrennt und die abgetrennten Stücke können in die jeweils vor den wirksamen Schneidkanten der Schneidmesser 5 angeordneten Spandurchtrittsöffnungen 8 in das Innere der Hohltrommel eintreten.

Infolge der Schwerkraft können nun die abgetrennten Stücke aus der jeweils im unteren Bereich der Hohltrommel befindlichen Spandurchtrittsöffnung 8 wieder heraustreten um auf diese Weise unter Beibehaltung der Einzugsrichtung 3 am unteren Ende des Zerkleinerungsgeräts 1 aufgefangen zu werden.

Dabei kommt es nur nebenrangig auf die Ausrichtung der Antriebswelle an. Die Antriebswelle kann jede beliebige Stellung zwischen der Horizontalen und der Vertikalen einnehmen. Praktisch bedeutsam ist aber eine Anordnung derart, daß das zugeführte Schneidgut unter dem Einfluß der Schwerkraft auf die Hohlwalze gelangt und dort von den vorbeierotierenden Messern ergriffen und Richtung zum Zwickel zwischen Hohltrommel und Schneidwalzengegenstück gezogen wird.

Hier ist die Antriebswelle 9 der Schneidwalze 3 horizontal angeordnet. Vorteilhaft sind die Spandurchtrittsöffnungen 8 innenseitig der Hohltrommel spanaus trittsfreundlich geglättet.

Auf diese Weise wird bei nicht zu hoher Drehzahl der Hohltrommel stets erreicht, daß die eingetretenen Astabschnitte auch problemlos und unter Vermeidung eines Häckselgutstaus im Inneren der Hohltrommel aus dieser heraustreten können.

Da einerseits aus Umweltschutzgründen, insbesondere dem Bestreben nach geringerer Geräuschentwicklung langsame Drehzahlen von z.B. 40 pro Minute angestrebt werden, andererseits aber auch ein hoher Schnittgutdurchsatz erwartet wird, wird zusätzlich vorgeschlagen, auf der Hohltrommel bis zu etwa acht Messer anzuordnen.

Damit ergibt sich für die Umfangserstreckung 10 der Spandurchtrittsöffnungen 8 ein Winkel zwischen etwa 30° und 45°. Umfangserstreckungen bis zu 60° sind möglich. Es hat sich in der Praxis gezeigt, daß die Bemessung der Spandurchtrittsöffnungen 8 in dieser Größenordnung völlig ausreicht um Schnittgut aller relevanten Größenordnungen verarbeiten zu können.

Wenn man darüber hinaus vor jedem der Schneidmesser 5 eine Spandurchtrittsöffnung 8 vorsieht, die sich über die Schneidmesserbreite 11 oder geringfügig weniger erstreckt, wird dieser Effekt begünstigt. Insbe-

sondere verbleiben an der Hohltrommel 8 ringförmige Randbereiche, die umfangsmäßig durchgehen und auf diese Weise eine stabile Befestigungszone zur Anbringung der Schneidmesser 5 mittels Befestigungsschrauben 19 gestatten.

Da infolge der geringen Drehzahlen derartiger Hohltrommel auch die Stoßbelastungen auf den gesamten Antriebsstrang gering sind, kann diese Hohltrommel auf der Antriebsseite 12 fliegend gelagert sein.

Dies bedeutet, daß die Antriebswelle 9 mit einem geeigneten Ringflansch an die Hohltrommel angeflanscht wird, z.B. über eine Ringflanschverschraubung.

Sieht man darüber hinaus vor, die Hohltrommel zur Antriebsseite 12 konisch zusammenlaufen zu lassen, ergibt sich ein weiterer Vorteil.

Auf diese Weise wird nämlich im Bereich des konisch spitzen Endes, also dort wo die Hohltrommel den geringen Radius aufweist, das Antriebsmoment des Antriebsmotors mit einer großen Schnittkraft umgesetzt, so daß insbesondere in diesem Bereich die dicken hölzernen Schnittgutabfälle besonders leicht und ohne schädliche Belastung auf die Hohltrommel und den Antriebsstrang gehäckselt werden können.

Für die Schnittgutabfälle kleineren Durchmessers können dann die Schneidmesserbereiche Verwendung finden, die im größeren Radiusbereich der Hohltrommel angeordnet sind.

Auf diese Weise wird eine gleichmäßige Schneidmesserabnutzung über die Schneidmesserbreite 11 erzielt.

Wie Fig.2 zeigt, weist das Schneidwalzengegenstück 6 in Einzugsrichtung 13 des Schnittgutes 2 längsverlaufende Spaltkeile 14 auf. Diesen Merkmalen kommt besonderes Augenmerk zu.

Wie bereits erwähnt, fördert die sich kreuzende Anordnung von Antriebswelle 9 und Einzugsrichtung 13 das selbständige Einziehen von Schnittgut 2.

Die Spaltkeile 14 am Schneidwalzengegenstück 6 bewirken daher während des automatischen Einzugs von Schnittgut 2, daß dieses unter zunehmendem Schnittdruck gegen die Spaltkeile 14 des Schneidwalzengegenstücks 6 gedrückt wird. Berücksichtigt man weiterhin, daß die Faserrichtung bei derartigem Schnittgut im wesentlichen parallel zur Einzugsrichtung 13 liegt, erfolgt hierdurch ein Aufspalten des Schnittgutes 2 in der Faserrichtung. Daher wird zusätzlich erreicht, daß die Zerkleinerungswirkung sogar unter Verringerung der Schnittkräfte größer wird und daß insbesondere der an sich angestrebte Verrottungseffekt des Häckselgutes verbessert wird.

Wie insbesondere die Fig.2 und 3 zeigen laufen die Spaltkeile 14 mit ihren Keilspitzen 21 sekantial auf die Hohltrommel. Dies bedeutet, daß die Fortsetzung der Keilspitzen über deren, der Hohltrommel zugewandte Enden hinaus, diese als Sekante schneiden würden.

Kurz vor Berührung der Keilspitzen mit der Hohltrommel wird das Schneidwalzengegenstück 6 von einer Raumkurve angeschnitten, welche die Geometrie der Hohltrommel hat. Die sekantial zur Hohltrommel

laufenden Spaltkeile 14 werden daher von einer konisch zylindrischen Fläche durchdrungen, die mit der Hohltrommelgeometrie identisch ist.

Zwischen den zueinander benachbarten Keilspitzen 21 der Spaltkeile liegt jeweils ein sogenanntes Keiltal 22. Die Längserstreckung jedes der Keiltäler 22 verläuft im wesentlichen parallel zu den Keilspitzen 21.

Im vorliegenden Fall durchdringt die Raumkurve, welche die Hohlwalze repräsentiert, daß Vollmaterial des Schneidwalzengegenstücks 6 so tief, daß hiervon auch die Keiltäler 22 betroffen sind. Die Durchdringungskurve schneidet daher auch aus dem Vollmaterial des Schneidwalzengegenstücks 6 einen kegelzylindrischen Bereich heraus. Die herankommenden Keiltäler 22 liegen daher mit ihrer gedachten Verlängerung ebenfalls sekantial zur Hohltrommel. Ein in die Keiltäler 22 eingezogenes Material wird daher zuverlässig von den quer dazu vorbeistreichenden Schneidmessern 5 erfaßt und abgeschnitten.

Ferner ist gezeigt, daß sich die Spandurchtrittsöffnungen 8 in einer zur Hohltrommel axialen Richtung erweitern. Dies geschieht in Richtung zum auskragenden Ende der Hohltrommel, also demjenigen Ende, welches der Antriebswelle 9 gegenüber liegt.

Dort weist die Hohltrommel eine stirnseitige Auswurföffnung 23 auf. Die Hohltrommel wird dort von einer ringförmigen Zone begrenzt. Im Zentrum dieser Zone befindet sich die Auswurföffnung 23. Gegenüberliegend der Auswurföffnung 23 besitzt das Gehäuse des Zerkleinerungsgeräts 1 genügend Abstand, um dem kleingeschnittenen Material dort den freien Austritt zu ermöglichen.

Wie man erkennt, ist die Hohltrommel in Richtung zum Antriebsende konisch zusammenlaufend. Die Antriebswelle 9 liegt im wesentlichen horizontal. Daher erweitert sich die gedachte Einhüllende des Hohltrommelinnenraums so, daß auf der unteren Trommelseinhüllenden das dort eingetretene Häckselmaterial in Richtung zur freien Stirnfläche gefördert wird.

Für die Ausbildung des Schneidwalzengegenstücks 6 kommen zwei Ausführungsbeispiele in Betracht.

Einerseits kann das Schneidwalzengegenstück 6 am Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes 1 drehbar gelagert sein. Die Drehbewegung kann entweder mit der Drehbewegung der Hohltrommel 1 gekoppelt sein oder das Schneidwalzengegenstück kann frei drehbar aufgehängt werden.

Im Falle der Fig.2 ist gezeigt, daß das Schneidwalzengegenstück 6 eine orts feste Platte 15, insbesondere, daß das Schneidwalzengegenstück ortsfest am Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes angeordnet ist.

Es handelt sich somit um eine orts feste Platte 15 die zusätzlich so angeordnet sein kann, daß der Abstand 16 zwischen Schneidwalze und Schneidwalzengegenstück veränderbar ist. Zu diesem Zweck ist in vorliegendem Fall die orts feste Platte 15 um eine Drehachse 17 schwenkbar gelagert. Die Drehachse 17 steht mit dem Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes 1 unmit-

telbar in Verbindung.

Die Drehachse 17 ist aufwärts des Walzenspaltes 7 angeordnet, so daß bei Verschwenken der ortsfesten Platte 15 der Abstand zwischen Schneidwalze und Schneidwalzengegenstück veränderbar ist.

Um jedoch einen vorgegebenen Abstand 16 einzuhalten, dient die Einstellschraube 18, die gemäß Fig.1 leicht von außen zugänglich am Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes 1 angeordnet ist.

Durch Verdrehen der Einstellschraube 18 kann die Schwenkbewegung der ortsfesten Platte 15 begrenzt werden. Hierzu drückt die Einstellschraube 18 mit ihrem Schraubenkopf von hinten auf die ortsfeste Platte 15 und verhindert dadurch ein Ausschwenken über den Anschlag der Einstellschraube 18 hinaus.

Weiterhin zeigt Fig.2, daß die Schneidmesser 5 aus separaten Messern gebildet sind, die mittels endseitig angeordneter Befestigungsschrauben 19 in den ringförmigen Außenzonen der Hohltrommel verschraubt sind.

Hierdurch werden die Schneidmesser 5 nicht nur leicht auswechselbar, insbesondere in Verbindung mit Schneidmessern, die als sogenannte Wendemesser ausgebildet sind, ist hierdurch eine hohe Messerstandzeit erzielbar. Zu diesem Zweck wird vorgeschlagen, daß die Schneidmesser 5 zwei Schneidkanten aufweisen, so daß ein einziges Schneidmesser 5 eine um den Faktor 2 erhöhte Standzeit gegenüber einem Schneidmesser mit lediglich einer Schneidkante bietet.

Zur Funktion:

Über den Einfülltrichter wird das Häckselgut 2 in Richtung zur langsam rotierenden Hohltrommel eingeführt. Gelangt das Häckselgut mit seinem Einführende in den Bereich der umlaufenden Hohltrommel wird es von den dort vorbeifahrenden Schneidkanten der Schneidmesser 5 ergriffen und in Richtung zum Schneidwalzengegenstück 6 gefördert. Sofern der Durchmesser des Schnittguts 2 geringer als der Abstand zweier Keilspitzen 21 ist, kann das Schnittgut 2 ohne weiteres in den Bereich eines Keiltals 22 hineingezogen werden, während gleichzeitig eine Förderwirkung durch das kontinuierlich rotierende Schneidmesser 5 erfolgt. Deshalb wird das Schnittgut 2 in Richtung des sich zuziehenden Zwickels gezogen, der sich zwischen dem Schneidwalzengegenstück 6 und der Schneidwalze 3 ausbildet. Dabei gerät das Schnittgut 2 unter ständig anwachsendem Schnittdruck, bis die Schneidmesser 5 einen Querschnitt am Schnittgut 2 anbringen können. Dabei gerät das abgeschnittene Stück in die Spandurchtrittsöffnung 8, die vor dem Schneidmesser 6 angeordnet ist.

Das nächste vorbeirotierende Schneidmesser 5 greift an dem inzwischen abgeschnittenen Schnittgut in gleicher Weise an und der Vorgang wiederholt sich.

Ist dagegen der Durchmesser des Schnittguts 2 größer als der Abstand zweier Keilspitzen 21, wird zwar das Schnittgut 2 in gleicher Weise von den vorbeirotierenden Schneidmessern 5 ergriffen und in den Zwickel zwischen Schneidwalzengegenstück 6 und Hohltrommel hineingezogen.

Dabei wird allerdings das Schnittgut auf der Rückseite von der längsverlaufenden Keilspitze 21 in Längsrichtung aufgespalten, so daß sich jeweils ein Spaltstück in eines der benachbarten Keiltäler 22 einlegt. Das währenddessen weiterrotierende Schneidmesser ergreift daher in jedem der beiden benachbarten Keiltäler jeweils eines der sich ergebenden Spaltstücke und schneidet diese unter gleichzeitigem Einzug quer zu deren Faserrichtung ab.

Ähnliches gilt für den Fall, daß das zugeführte Schnittgut 2 einen so großen Durchmesser aufweist, daß es sich über mehrere Spaltkeile 14 erstreckt und währenddessen eingezogen wird und in dementsprechend mehrere Spaltstücke aufgeteilt wird.

Durch die Erfindung wird praktisch erreicht, daß unabhängig vom Ausgangsdurchmesser des Schnittgutes 2 stets nur Spaltstücke von vorgegebenem Maximalquerschnitt in den aktiven Schneidbereich der Hohltrommel eingezogen werden. Auf diese Weise werden daher nicht nur übermäßige Stoßbelastungen vermieden, es läßt sich Motorleistung einsparen, es kann ein entsprechend langsam laufender Motor verwendet werden.

Von besonderem Vorteil ist, daß die Längsrichtung der Spaltkeile 14 in einem Winkelbereich von praktisch 0° Plus/Minus 30° zur Trichterachse geneigt verlaufen kann, und/oder daß zwischen dem Mantel der Hohltrommel und der Trichterachse jeder Winkel zwischen 90° Plus/Minus 30° in Frage kommt.

Von daher kommt es während des Betriebs des Zerkleinerungsgeräts praktisch nicht auf die genaue Zuführrichtung an. Dennoch wird stets eine zweidimensionale Zerkleinerung des Schnittgutes 2 herbeigeführt und die Häckselgutgröße begrenzt.

Ferner zeigt Fig.3 noch eine Rastverzahnung 24 die einerseits an der Einstellschraube 18 und andererseits am Gehäuse des Zerkleinerungsgeräts 1 vorgesehen ist. Die Zähne werden über die Spannfeder 25 im gegenseitigen Eingriff gehalten, können jedoch zur Verstellung des Werkzeugspalts 7 gegen die Federkraft auseinandergebracht werden.

Bezugszeichenliste:

1	Zerkleinerungsgerät
2	Schnittgut
3	Schneidwalze
4	Walzenmantel
5	Schneidmesser
6	Schneidwalzengegenstück
7	Walzenspalt
8	Spandurchtrittsöffnung
9	Antriebswelle
10	Umfangserstreckung
11	Schneidmesserbreite
12	Antriebsseite
13	Einzugsrichtung
14	Spaltkeil
15	ortsfeste Platte

9

EP 0 760 256 A1

10

- 16 Abstand zwischen Schneidwalze und Schneidwalzengegenstück
- 17 Drehachse
- 18 Einstellschraube
- 19 Befestigungsschraube
- 20 Wendeplatte
- 21 Keilspitze
- 22 Keital
- 23 Auswurföffnung
- 24 Rastverzahnung
- 25 Spannfeder

Patentansprüche

1. Zerkleinerungsgerät (1) für hölzernes Schnittgut (2) mit motorisch angetriebener Schneidwalze (3) mit am Walzenmantel (4) angeordneten Schneidmessern (5) und mit zugehörigem Schneidwalzengegenstück (6), welches mit der Schneidwalze (3) einen in Zuführrichtung des Schnittgutes (2) konvergierenden Walzenspalt (7) bildet, **gekennzeichnet** durch die Kombination der folgenden Merkmale:

- 1.1 das Schneidwalzengegenstück weist in Einzugsrichtung des Schnittgutes längsverlaufende Spaltkeile auf,
- 1.2 die Schneidwalze (3) ist als Hohltrommel ausgeführt
- 1.3 die Hohltrommel ist vor den Schneidmessern (5) mit Spandurchtrittsöffnungen (8) durchbrochen.

2. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Spaltkeile (14) mit ihren Keilspitzen (21) sektantial auf die Hohltrommel zulaufen und kurz vor Berührung mit der Hohltrommel von einer Raumkurve mit der Geometrie der Hohltrommel angeschnitten werden.

3. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Raumkurve über die Keiltäler (22) hinweg bis in das Vollmaterial des Schneidwalzengegenstücks (6) hineinverläuft.

4. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die Spandurchtrittsöffnungen (8) in einer zur Hohltrommel axialen Richtung erweitern.

5. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hohltrommel in Richtung der sich erweiternden Spandurchtrittsöffnungen eine stirnseitige Auswurföffnung (23) aufweist.

6. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Spaltkeile zueinander parallel liegen.

7. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1

bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Schneidwalzengegenstück (6) am Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes (1) drehbar gelagert ist.

8. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 oder 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Schneidwalzengegenstück (6) am Gehäuse des Zerkleinerungsgerätes (1) ortsfest gelagert ist.

9. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Schneidwalzengegenstück (6) eine ortsfeste Platte (15) ist.

10. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Abstand (16) zwischen Schneidwalzengegenstück (6) und Schneidwalze (3) einstellbar ist.

11. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Spandurchtrittsöffnungen (8) innenseitig der Hohltrommel spanaustrittsfreundlich glatt sind.

12. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Umfangserstreckung (10) der Spandurchtrittsöffnungen (8) in der Größenordnung zwischen 30° und 60° liegt.

13. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß vor jedem Schneidmesser (5) eine Spandurchtrittsöffnung (8) vorgesehen ist, welche sich im wesentlichen über die Schneidmesserbreite (11) erstreckt.

14. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hohltrommel auf der Antriebsseite (12) fliegend gelagert ist.

15. Zerkleinerungsgerät nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hohltrommel zur Antriebsseite (12) konisch zusammenläuft.

16. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Schneidmesser (5) als Wendemesser (20) mit zumindest zwei Schneidkanten ausgebildet sind.

17. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen der Längsrichtung der Spaltkeile und der Zuführrichtung des Schnittgutes (Trichterachse) ein Winkel zwischen Plus/Minus 30° eingeschlossen ist.

18. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen dem Mantel der Hohltrommel und der Zuführrichtung des Schnittgutes (2) (Trichterachse) ein Winkel von Plus/Minus 30° eingeschlossen ist.

11

EP 0 760 256 A1

12

19. Zerkleinerungsgerät nach einem der Ansprüche 1 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Drehzahl der Hohltrommel nicht mehr als 100/min beträgt.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

7

EP 0 760 256 A1

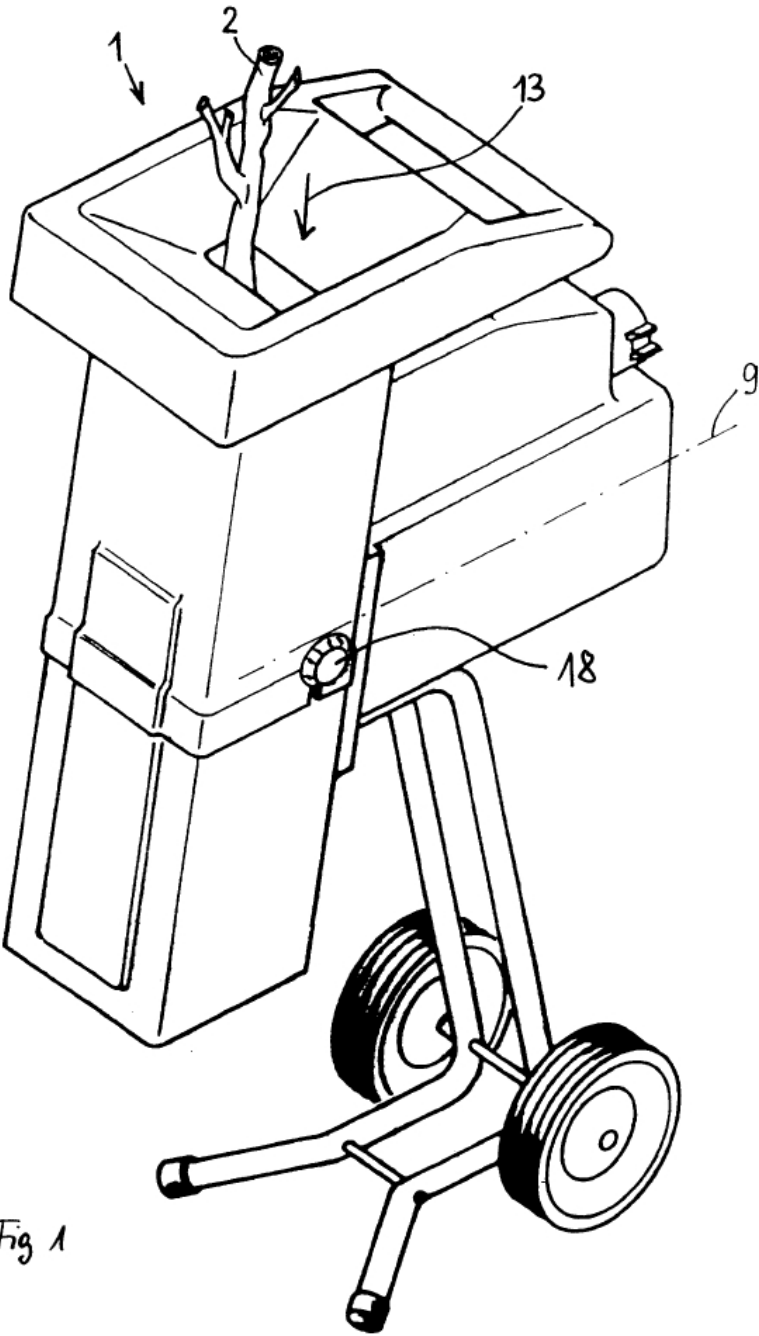
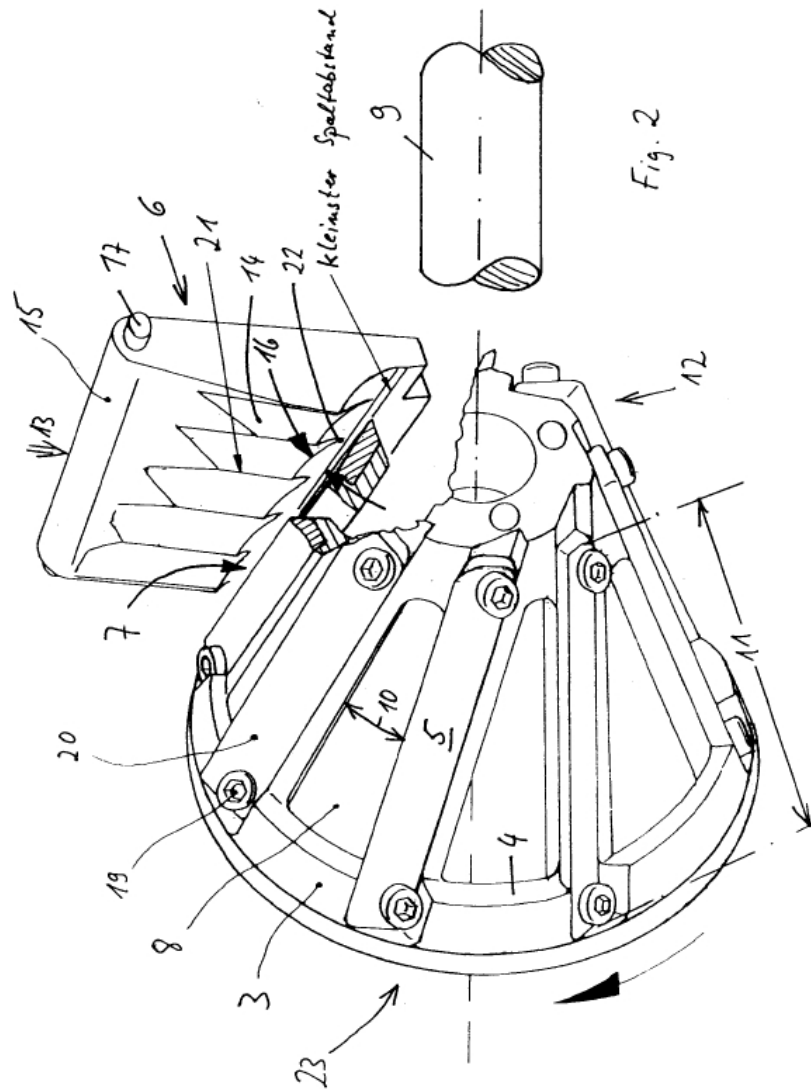
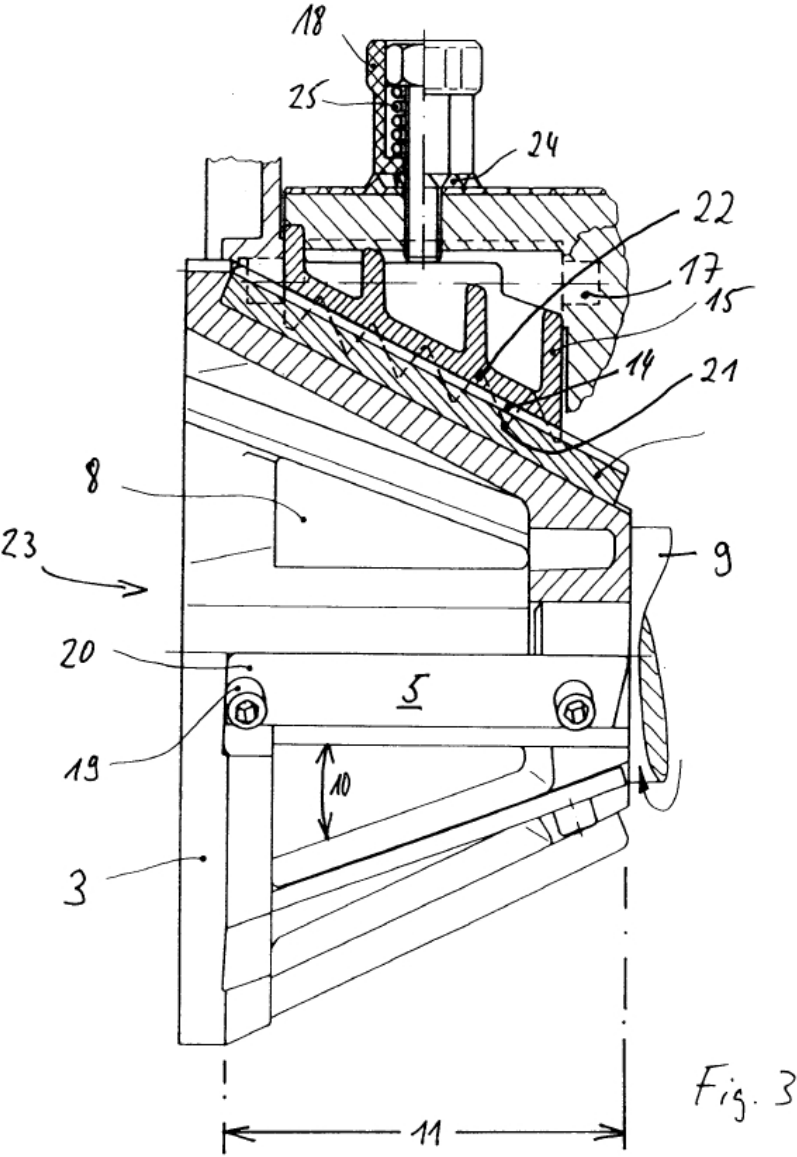


Fig 1

EP 0 760 256 A1



EP 0 760 256 A1



EP 0 760 256 A1

Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 96 11 3682

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
Y	US-A-4 009 837 (A.P. SCHNYDER) * Zusammenfassung; Abbildungen 1-3 *	1,6-9, 13,14	B02C18/14 B02C18/18
A	---	5	
Y	US-A-4 000 860 (S.T. GOTHAM) * Spalte 3, Zeile 37 - Zeile 51; Abbildungen 1-3 *	1,6-9, 13,14	
A	DE-C-137 898 (G. PIERSON) * das ganze Dokument *	15	
A,D	DE-C-44 14 222 (LESCHA MASCHINENFABRIK GMBH.) * das ganze Dokument *	1-19	

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenamt	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
DEN HAAG	18.November 1996	Verdonck, J	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer andern Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			

EPO FORM 1303 (03.92) (P4/C03)

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Angath, den 31. März 2014

Stefan Pendl